

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální
klimatizaci dolu

Design of Cool Water Pumping System for the Central Coal
Minery Air Conditioning

Student: Bc. Petr Krč
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Krč**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma: Návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci dolu
Design of Cool Water Pumping System for the Central Coal Minery Air Conditioning

Zásady pro vypracování:

1. Návrh systému centrální klimatizace dolů s dávkovačem pro chladicí výkon 10 MW, včetně návrhu objemového čerpadla na povrchu dolu
2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače
3. Návrh časového diagramu práce armatur dávkovače
4. Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu
5. Návrh průměru potrubí a výpočet tloušťky izolace u potrubí dopravující studenou vodu v jámě

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLÁŘ, V.; VINOPAL, S. *Hydraulika průmyslových armatur*, SNTL Praha 1963, s.650
JANALÍK, J. *Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1990, s. 99-119
JANALÍK, J. *Doprava vody pro centrální klimatizaci dolů*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1991, s.137-159
BRUDNÍK, J. *Základy důlní klimatizace*, SNTL Praha 1985
BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*, SNTL Praha 1992, s.752
JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*, Skripta VŠB TU Ostrava 2001, s. 126
JANALÍK, J. *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*, Skripta VŠB TU Ostrava 1999, s. 198
INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley a Sons, 2006, s.995, ISBN-10-0471-45728-0
ŠESTÁK, J.; EIGEL, F. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, Skripta ČVUT Praha, 1993, s. 299, ISBN 80-01-00957-2
CIHELKA, J. *Vytápění, větrání a klimatizace*, SNTL Praha, 1985.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.12.2011




prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2011

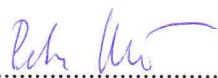
..... 

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji závěrečnou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 - využití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a využití školního díla a § 60 - školní dílo;
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo závěrečnou práci nevýdělečně užít ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO v případě zájmu její strany, uzavřu licenční smlouvu, s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby;

V Ostravě: 18.5.2011



podpis

Adresa trvalého pobytu studenta:

Petr Krč

U Jeslí 433/1

Vratimov 739 32

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KRČ, P. *Návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci dolu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2011, 85 s. Vedoucí práce: Janalík, J.

Náplní diplomové práce je návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci dolu. Práce obsahuje část teoretickou a návrhovou. V teoretické části je zpracována problematika dopravy studené vody do dolu, dále porovnány její varianty a vysvětlen princip dávkovače. V návrhové části byl navržen a podložen výpočty celý dopravní systém. Bylo navrženo potrubí do dolu, jeho izolace, čerpadlo primárního okruhu, parametry dávkovače, hydraulický obvod pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu, specifikace zvolených prvků, tepelné přenosy v komorách dávkovače, příklad výpočtu množství zchlazeného vzduchu pro zvolené teploty a dodávaný chladicí výkon a další.

ANNOTATION OF THESIS

KRČ, P. *Design of Cool Water Pumping System for the Central Coal Minery Air Conditioning: Master thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2011, 85 p. Thesis head: Janalík, J.

The content of the thesis is a design of a cold water transport for a mining central air conditioning. The work includes the theory and design. The theoretical part deals with the problem of the cold water transport to the mine, comparing the options and explaining the principle of the pressure exchange system. The design part was suggested and supported by calculations of the transport system. A pipeline to the mine, its isolation, the primary circuit pump, pressure exchange system parameters, hydraulic circuit controlling valve of pressure exchange system according to the proposed time diagram, specifications of selected elements, the heat transfer inside the pressure exchange system, example of calculation of the amount of cooled air to the selected temperatures, cooling output, etc. were suggested.

Obsah diplomové práce:

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ.....	1
KONSTANTY POUŽITÉ VE VÝPOČTECH	5
LEGENDA KE SCHÉMATŮM	6
ÚVOD	7
1 MOŽNOSTI CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE HLUBINNÝCH DOLŮ	8
1.1 ZAŘÍZENÍ CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE DOLU	8
1.2 MOŽNOSTI USPOŘÁDÁNÍ ZAŘÍZENÍ	11
2 POROVNÁNÍ VARIANT VYSOKOTLAKÝ VÝMĚNÍK - KOMOROVÝ DÁVKOVAČ	15
2.1 VYSOKOTLAKÝ VÝMĚNÍK VODA – VODA	15
2.2 KOMOROVÝ DÁVKOVAČ	16
3 MOŽNOSTI POUŽITÍ DÁVKOVAČE.....	17
3.1 DÁVKOVAČE PŘI HYDRAULICKÉ DOPRAVĚ	17
3.2 VÍCEKOMOROVÉ DÁVKOVAČE.....	18
3.3 ROTAČNÍ DÁVKOVAČ	21
3.4 SMĚRY PROUDĚNÍ.....	22
3.5 POUŽITÍ ARMATUR.....	22
3.6 PARAMETRY KOMORY	24
4 NÁVRH SYSTÉMU CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE DOLU S DÁVKOVAČEM. 25	25
4.1 PRŮTOK CHLADÍCÍ VODY	25
4.2 NÁVRH POTRUBÍ.....	26
4.3 VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ DÁVKOVAČE	29
4.4 CHARAKTERISTIKA POTRUBÍ A NÁVRH ČERPADLA PRO PRIMÁRNÍ OKRUH	32
4.5 TEPELNÉ ZTRÁTY STUDENÉ VODY V KOMOŘE	42
4.6 SEKUNDÁRNÍ OKRUH.....	45
5 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU PRO ŘÍZENÍ ARMATUR DÁVKOVAČE PODLE NAVRŽENÉHO ČASOVÉHO DIAGRAMU	48
5.1 VERZE Č.1	48
5.2 VERZE Č.2	51
6 VÝPOČET HYDRAULICKÉHO OBVODU VERZE Č.2	54
6.1 SÍLY POTŘEBNÉ K PŘESTAVENÍ ŠOUPÁTEK.....	54
6.2 VOLBA HYDROMOTORŮ PRO POHONY ŠOUPÁTEK	57
6.3 OBJEM HYDRAULICKÉ KAPALINY PŘI PŘESTAVENÍ ŠOUPÁTEK.....	58
6.4 PRŮTOKY HYDRAULICKÉ KAPALINY PŘI PŘESTAVOVÁNÍ ŠOUPÁTEK.....	58
6.5 POTRUBÍ A HADICE	59
6.6 ROZVÁDĚČ	63
6.7 JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	63
6.8 FILTR.....	64
6.9 NÁVRH AKUMULÁTORU	64
6.10 HYDROGENERÁTOR	68
6.11 TLAKOVÝ ODPOJOVACÍ VENTIL	68
6.12 VÝPOČET CHLAZENÍ	69

6.13	ELEKTROMOTOR.....	71
6.14	POJISTNÝ VENTIL.....	71
6.15	HYDRAULICKÁ KAPALINA	71
7	VÝPOČET IZOLACE POTRUBÍ.....	72
7.1	NEIZOLOVANÉ POTRUBÍ	72
7.2	IZOLOVANÉ POTRUBÍ	74
8	ZÁVĚR.....	75
	PODĚKOVÁNÍ	76
	POUŽITÁ LITERATURA	77
	SEZNAM PŘÍLOH:.....	79

Seznam použitého označení

Značka	Název	Jednotka
A	plocha pístu	$[\text{m}^2]$
A_d	plocha desky šoupátka	$[\text{m}^2]$
A_o	průtočná plocha otevřené armatury	$[\text{m}^2]$
A_p	průtočná plocha armatury	$[\text{m}^2]$
F	síla	$[\text{N}]$
F_H	síla od změny hybnosti proudící kapaliny	$[\text{N}]$
F_N	síla působící na zavřenou desku šoupátka	$[\text{N}]$
F_p	třecí síla od pasivních odporů šoupátka	$[\text{N}]$
F_r	síla potřebná k přestavení hydromotoru	$[\text{N}]$
F_s	síla od rozdílů tlaků na místní ztrátě	$[\text{N}]$
F_t	síla od třecích odporů na hydromotoru	$[\text{N}]$
F_v	třecí síla od tlaku vody	$[\text{N}]$
F_{vr}	síla od hydraulických ztrát ve vratné větvi	$[\text{N}]$
F_z	celková síla působící proti přestavování šoupátka	$[\text{N}]$
L_k	délka komory dávkovače	$[\text{m}]$
L_v	měrné skupenské teplo varu	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$
M	molární hmotnost	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
NPSH	net positive suction head	$[\text{m}]$
Nu	Nusseltovo číslo	$[1]$
P	mechanický příkon	$[\text{W}]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[1]$
P_h	hydraulický výkon	$[\text{W}]$
P_m	mechanický výkon	$[\text{W}]$
P_t	výkon chladicího zařízení na povrchu	$[\text{W}]$
P_z	ztrátový výkon	$[\text{W}]$
Q	měrné teplo	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3}]$

Q_m	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{vo}	objemový průtok hydraulické kapaliny při otevírání šoupátka	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{vz}	objemový průtok hydraulické kapaliny při zavírání šoupátka	[m ³ .s ⁻¹]
R	plynová konstanta	[J. K ⁻¹ .mol ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
$Rp_{0,2}$	smluvní mez kluzu	[Pa]
S	plocha průřezu potrubí	[m ²]
S_m	menší plocha průřezu potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m ²]
S_n	teplosměnná plocha olejové nádrže	[m ²]
S_v	větší plocha průřezu potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m ²]
T	termodynamická teplota	[K]
T	časový úsek	[s]
V	objem	[m ³]
$Y_{sč}$	měrná energie čerpadla	[J.kg ⁻¹]
a	teplotní vodivost	[m ² .s ⁻¹]
b	součinitel bezpečnosti	[1]
c	měrná tepelná kapacita	[J. kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_c	měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu	[J. kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_1	přídavek na nepřesnost výroby	[m]
c_2	přídavek na korozi	[m]
d_{EF}	efektivní průměr oběžného kola čerpadla	[m]
d_h	vnitřní průměr hydraulické hadice	[m]
d_t	vnitřní průměr hydraulické trubky	[m]
d_m	menší vnitřní průměr potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m]
d_s	činný průměr desky šoupátka	[m]
d_k	vnitřní průměr komory dávkovače	[m]
d_v	větší vnitřní průměr potrubí (při náhlé změně průřezu)	[m]
d_1	vnitřní průměr potrubí	[m]

d_2	vnější průměr potrubí	[m]
f	třecí součinitel	[1]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška, hloubka, zdvih	[m]
h_d	dopravní výška	[m]
h_s	sací výška	[m]
h_{sd}	dovolená sací výška	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
h_{zs}	ztrátová výška na sání čerpadla	[m]
k	absolutní drsnost stěny potrubí	[m]
k_n	součinitel prostupu tepla stěnou nádrže	[W. m ⁻² .K ⁻¹]
k_ϕ	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou	[W. m ⁻¹ .K ⁻¹]
l	délka potrubí	[m]
l_v	měrné skupenské teplo varu	[J. kg ⁻¹]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_{at}	atmosférický tlak	[Pa]
p_{max}	maximální zkušební tlak	[Pa]
p_s	měrný statický tlak	[Pa.m ⁻¹]
p_{sa}	tlak nad hladinou v nádrži	[Pa]
p_{sh}	tlak vody na vstupu do sacího hrdla čerpadla	[Pa]
p_w	tlak nasycených vodních par	[Pa]
$p_{sv}^{//}$	parciální tlak suchého vzduchu	[Pa]
$p_{vp}^{//}$	parciální tlak vodní páry	[Pa]
r_k	poloměr zaoblení kolena	[m]
s	tloušťka stěny trubky	[m]
t	teplota	[°C]
t_f	teplota okolí (vodní prostor)	[°C]
t_{rb}	teplota rosného bodu	[°C]

t_s	teplota na výstupu z chladicího zařízení	[°C]
t_u	ustálená teplota hydraulické kapaliny	[°C]
t_v	teplota na vstupu do chladicího zařízení	[°C]
t_0	počáteční teplota	[°C]
v	rychlost proudění	[m.s ⁻¹]
v_{ho}	rychlost proudění hydraulické kapaliny v hadici tlakové větve při otevírání šoupátka	[m.s ⁻¹]
v_{hz}	rychlost proudění hydraulické kapaliny v hadici tlakové větve při zavírání šoupátka	[m.s ⁻¹]
v_{sh}	rychlost proudění vody v sacím hrdle čerpadla	[m.s ⁻¹]
v_{to}	rychlost proudění hydraulické kapaliny v trubce tlakové větve při otevírání šoupátka	[m.s ⁻¹]
v_{tz}	rychlost proudění hydraulické kapaliny v trubce tlakové větve při zavírání šoupátka	[m.s ⁻¹]
Δ	rozdíl	[dle veličiny]
Λ_ϕ	tepelná propustnost trubky	[W. m ⁻¹ .K ⁻¹]
ϕ	absolutní vlhkost	[kg.m ⁻³]
ϕ^{II}	maximální nasycení	[kg.m ⁻³]
α	součinitel přestupu tepla na stěně trubky	[W. m ⁻² .K ⁻¹]
β	filtrační schopnost	[1]
δ	úhel	[°]
ζ	součinitel místní ztráty	[1]
η_{CG}	celková účinnost hydrogenerátoru	[1]
η_p	účinnost hydraulického pohonu	[1]
λ	třecí součinitel	[1]
λ	měrná tepelná vodivost	[W. m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ρ_{vv}	hustota vlhkého vzduchu	[kg.m ⁻³]
$\sigma_{dov,t}$	dovolené napětí v tahu	[Pa]
τ	čas	[s]

Konstanty použité ve výpočtech

molární hmotnost suchého vzduchu	$M_{sv} = 28,96 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$
molární hmotnost vody	$M_v = 18,015 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$
universální plynová konstanta	$R = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$
smluvní mez kluzu (ocel 11.523)	$Rp_{0,2} = 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
měrná tepelná kapacita oceli	$c_p = 469 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrná tepelná kapacita such. vzduchu (při konst. tlaku)	$c_{sv} = 1010 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrná tepelná kapacita vody	$c_v = 4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrná tepelná kapacita vodní páry (při konst. tlaku)	$c_{vp} = 1840 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
gravitační zrychlení	$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
absolutní drsnost trubky dopravující vodu	$k = 0,5 \text{ mm}$
atmosférický tlak	$p_{at} = 10^5 \text{ Pa}$
měrná tepelná vodivost vody	$\lambda = 0,6062 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrná tepelná vodivost vzduchu	$\lambda = 0,024 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
měrná tepelná vodivost oceli	$\lambda = 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
kinematická viskozita vzduchu (30 °C)	$\nu = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
kinematická viskozita vody (1,5 °C)	$\nu = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
kinematická viskozita vody (10 °C)	$\nu = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
kinematická viskozita vody (19 °C)	$\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
hustota oceli	$\rho_{ocel} = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
hustota vzduchu (při výpočtu přestupu tepla)	$\rho = 1,1649 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
hustota vody	$\rho_v = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
hustota hydraulické kapaliny Hydrotherm 46 M	$\rho_o = 1085 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Legenda ke schémátům

V tabulce jsou uvedené pouze použité nenormalizované schématické značky.

	tří komorový dávkovač
	výměník voda - vzduch
	chladicí zařízení / chladnička
	vysokotlaký výměník
	chladicí věž
	zpětný mokrý chladič
	uzavírací armatura (poloha otevřeno)
	uzavírací armatura (poloha zavřeno)
	sací koš odstředivého čerpadla

Úvod

Vysoká teplota, vlhkost a velká rychlost větru jsou parametry, které tvoří mnohdy velice špatné mikroklimatické podmínky v dole. Teplota větru je ovlivněna teplotou okolní horniny a odpadním teplem od důlních strojů. Roste s každým metrem a v hloubce tisíc metrů dosahuje 33 až 40 °C. Autorizovaná laboratoř musí jednou měsíčně provádět měření těchto parametrů, dle ustanovení podmínek ochrany zdraví při práci. Pokud měřené parametry v dole překračují určitou mez, stanovují se horníkům po určité době přestávky. Lze tedy říct, že špatné mikroklimatické podmínky ohrožují zdraví lidí, způsobují maření pracovního času a snižují produktivitu práce. Tyto negativní faktory se potom odrážejí do celkových nákladů na těžbu nerostů.

Aby se počet přestávek na důlních pracovištích minimalizoval, musí se důlní pracoviště se složitými klimatickými podmínkami klimatizovat. Klimatizace přichází na řadu, pokud je již úprava mikroklimatu větráním nedostačující.

1 Možnosti centrální klimatizace hlubinných dolů

Pro výrobu chladu se používá strojní chlazení, a předávání tepelné energie se děje pomocí tepelných výměníků. Výroba chladu může být instalována přímo v dole, nebo na povrchu. Chlazení větrů představuje v podstatě přenos tepla z jednoho místa na druhé. Při výrobě chladu v dole se teplo ve formě ohřáté vody nebo vzduchu může z prostoru chlazení odvádět do míst, kde jeho vliv neškodí a kde je buď odváděno výdušnými větry, nebo odčerpáváno s odpadní vodou na povrch. Při centrální výrobě chladu na povrchu se přivádí chlad do dolu a odvádí teplo na povrch pomocí nositele akumulované energie nejčastěji okruhem chladicí vody.

Pokud se teplo větrů sdílí s výparníkem chladiva přímo, hovoříme o nestacionárním chlazení, pokud pomocí teplotnosné látky jedná se o stacionární chlazení. Tato diplomová práce bude řešit dopravu chladicí vody pro centrální stacionární klimatizaci.

1.1 Zařízení centrální klimatizace dolu

1.1.1 Chladicí stanice – výroba chladu

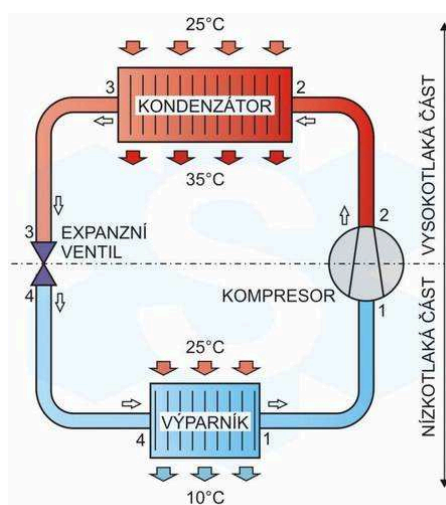
Chladicí stanice využívá výhradně strojní chlazení, tedy s vypařováním chladiva v parním oběhu. Parní oběh je pochod, při kterém chladivo trvale obíhá v chladicí jednotce a cyklicky mění své skupenství z fáze kapalné do fáze parní a naopak. Pracovní podmínky parního oběhu jsou charakterizovány vlastnostmi chladiva. Jednou z nich je závislost jeho teploty varu (kondenzace) na tlaku. Při teplotě varu je v rovnováze fáze kapalná a fáze plynná. Pro převedení jedné fáze do druhé je potřeba buď přivést (při varu) nebo odvést (při kondenzaci) teplo. Jde tedy o tzv. teplo výparné nebo kondenzační. Jako chladivo se používají látky, které při pracovních teplotách parního oběhu mají přiměřený, technicky zvládnutelný tlak. Chladicí jednotka (obr. 1.1) má čtyři základní prvky tvořící chladicí okruh:

Výparník – zajišťuje hlavní funkci chladicího okruhu, chladí chlazenou látku na požadovanou teplotu. Je to tedy výměník tepla, ve kterém se přivádí do chladicího okruhu teplo, jehož zdrojem je chlazená látka. Chladicí látka prochází první funkční změnou skupenství v parním oběhu. Změna probíhá při stálém, nízkém vypařovacím tlaku a jemu odpovídající teplotě. Pro tento děj musí mít chlazená látka vyšší teplotu než vypařující se chladivo. Zvyšuje se entalpie chladiva.

Kompresor – stlačuje páry chladiva z tlaku vypařovacího na tlak kondenzační a dopravuje je z výparníku do kondenzátoru. Kompresor bývá nejčastěji poháněn elektromotorem. Prací kompresoru se zvyšuje entalpie chladiva.

Kondensátor – zajišťuje kondenzaci stlačených par chladiva. Kondenzace se dosáhne odváděním tepla ohřivanou látkou. Jde o druhou změnu skupenství v parním oběhu. Probíhá při stálém, vysokém kondenzačním tlaku a jemu odpovídající teplotě. Pro tento děj musí mít ohřivaná látka nižší teplotu než kondenzující chladivo. Snižuje se entalpie chladiva.

Expanzní ventil – přepouští kapalně chladivo z kondenzátoru zpět do výparníku, respektive škrtí přepouštění z vysokého kondenzačního tlaku do nízkého vypařovacího tlaku. Při škrcení není vykonávána práce a nedochází ke sdílení tepla s okolím, entalpie chladiva se proto nemění. Nižšímu tlaku chladiva odpovídá nižší teplota varu. Kapalně chladivo nemůže mít teplotu vyšší než je rovnovážná teplota varu při daném tlaku, proto klesá teplota chladiva. Teplo potřebné ke zchlazení odvede část odpařeného chladiva. Škrcení kapalně chladiva z rovnovážného stavu je tedy provázeno vnitřní výměnou tepla v chladivu. [1]



Obr. 1.1 Chladičský okruh [18]

1.1.2 Chladiče důlních větrů

Chladiče důlních větrů jsou tepelní výměníky určeny k chlazení větrů v chodbách a na překopech. Mohou být různých rozměrů a typů. Rozměry jsou značně ovlivněny omezenými rozměry důlních děl. Mohou být s přirozenou cirkulací vzduchu vznikající rozdílnou hustotou ochlazeného vzduchu nebo s nucenou cirkulací pomocí ventilátorů. Důležitý je co nejvyšší chladičský výkon na jednotku prostoru při nejmenším tlakovém spádu na jednotku délky. Podle pracovního pochodu mohou být:

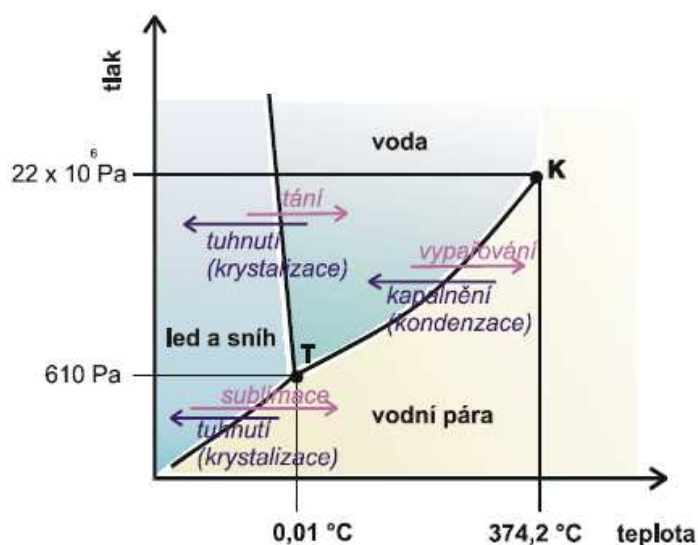
Rekuperační – prostory, jimiž proudí tekutiny různých teplot, jsou odděleny pevnou stěnou nebo stěnami. Je to nejčastěji používaný typ výměníku k chlazení větrů v důlní klimatizaci.

Směšovací – teplo se sděluje bezprostředně stykem a směřováním teplejší a studenější tekutiny. Sdílení tepla probíhá současně s přenosem hmoty.

Regenerační – sdílení tepla probíhá pomocí hmoty, jenž je akumulátorem tepelné energie. Po jejím povrchu proudí střídavě teplejší a chladnější tekutina. Tak dochází k předávání energie. [1]

1.1.3 Zpětné mokré chladiče

Jsou mokré výměníky tepla, určené pro chlazení chladicí vody, cirkulující v uzavřeném okruhu. Kondenzační teplo, přenášené chladicí vodou primárního okruhu je ve zpětném chladiči předáno důlním větrům. Využívá se zde výparného tepla, které přijme rozstřikávaná voda sekundárního okruhu při přechodu do plynné fáze během vypařování. To může probíhat za libovolné teploty (obr. 1.2).



Obr. 1.2 Diagram T-p pro vodu [17]

1.1.4 Výměníky voda – voda

Slouží ke sdílení tepla chladicí vody strojně chlazené s vodou chladicího okruhu k chladičům větrů. Jsou instalované v dole a používají se tedy pokud je chladicí stanice na povrchu.

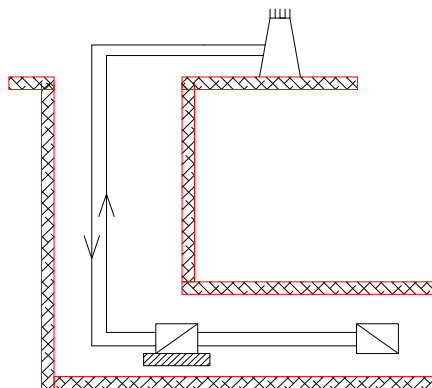
1.2 Možnosti uspořádání zařízení

1.2.1 Chladicí stanice v dole

Chladicí stanice instalovány přímo v dole mohou být navrhovány pouze do omezené výkonnosti, která je dána omezeným prostorem a hlavně složitým odvodem kondenzačního tepla.

Odvod kondenzačního tepla okruhem chladicí vody

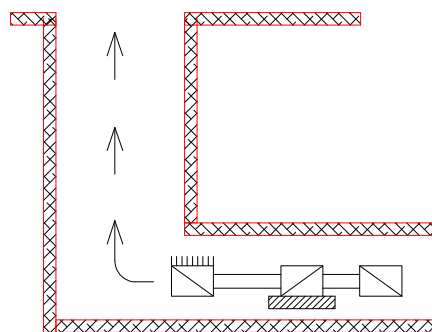
Kondenzační teplo je odváděno okruhem chladicí vody na povrch ke zpětným chladičům například chladicím věžím. Po zchlazení je voda vedena potrubím zpět ke chladicí stanici (obr. 1.3).



Obr. 1.3 Odvod kondenzačního tepla chladicí vodou

Odvod kondenzačního tepla vydušenými větry

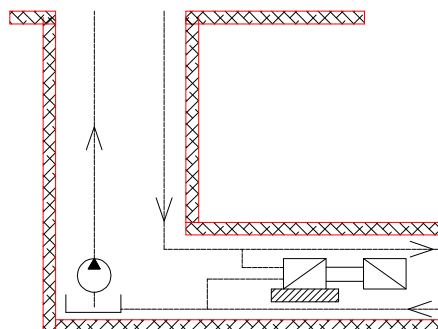
Mokrý zpětný chladič je umístěn přímo v dole u jámy nebo vrtu a teplo je odváděno důlními větry na povrch (obr. 1.4).



Obr. 1.4 Odvod kondenzačního tepla důlními větry

Odvod kondenzačního tepla důlní přídavnou vodou

Další způsob odvodu tepla je zchlazování kondenzátoru důlní vodou odběrem z řádu požární vody. Oteplená voda je poté odváděná do jímky u čerpací stanice a odtud odčerpávaná na povrch (obr. 1.5). Tento způsob má použití jen pro malé výkony.



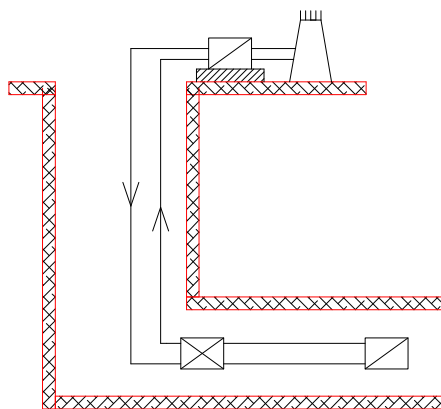
Obr. 1.5 Odvod kondenzačního tepla přídavnou vodou

1.2.2 Chladicí stanice na povrchu

Výkon centrální klimatizace se volí dle objemu vzduchu, který je nutné zchladit a s ohledem na místní mikroklimatické podmínky. Je zřejmé, že výroba chladu pro důlní klimatizaci vyšších výkonů má své místo na povrchu. Důvodem je jednak prostor a také snadnější odvod kondenzačního tepla. Protože se mnohdy jedná o vysoké výkony, nastává problém, jak efektivně zajistit přívod chladu do dolu a následně odvod tepla z dolu. Jako nositele akumulované tepelné energie se využívá vody (případně ledové tříště). Voda má však v dole vysoký statický tlak $p_s = 9,81 \text{ kPa} \cdot \text{m}^{-1}$, a nelze ji přímo použít v chladiči důlních větrů. Musí se provést nejprve snížení jejího tlaku. Protože by bylo velice neefektivní tuto energii mařit škrcením (přeměna na teplo), využíváme ji k dopravě oteplené vody zpět na povrch.

Přenos chladu pomocí vysokotlakého výměníku

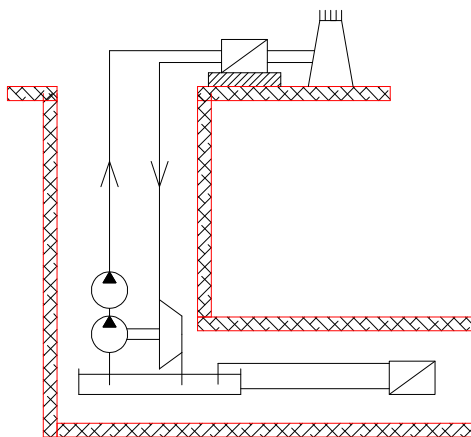
Jako nejpřirozenější řešení je příklad U-trubice. Kapalina proudící do dolu vytlačuje kapalinu oteplenou směrem nahoru. Je třeba pouze dodat energii pro docílení průtoku a překonání třecích a místních tlakových ztrát, jenž vzniknou při proudění. Z důvodu velké hloubky dolu, resp. vysokého statického tlaku vody, musí mít tato varianta vysokotlaký výměník (obr. 1.6). Jeho účinnost vzhledem k tloušťce teplosměnné plochy a omezeným rozměrům nebývá příliš vysoká a pohybuje se kolem 60 %.



Obr. 1.6 Přenos chladu pomocí vysokotlakého výměníku

Přenos chladu s využitím Peltonovy turbíny

Problém vysokotlakého výměníku odpadá při přeměně tlakové energie vody na energii mechanickou pomocí Peltonovy turbíny (obr. 1.7). Voda o relativně nízkém tlaku vstupuje na nízkotlaký výměník, jenž má vyšší účinnost než tlakový výměník. Mechanická energie získána na hřídeli turbíny je pak znovu použita pro odčerpávání oteplené vody odstředivým čerpadlem zpět na povrch. Pro překonání místních a třecích tlakových ztrát je zapotřebí sériové zařazení ještě jednoho pomocného čerpadla. Tento způsob se již v dnešní době prakticky nepoužívá.

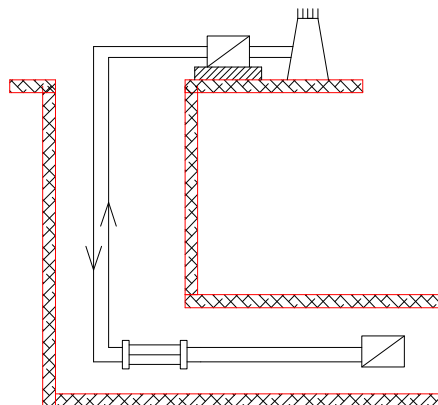


Obr. 1.7 Přenos chladu pomocí Peltonovy turbíny

Přenos chladu s využitím komorového dávkovače

Další možnost, při které odpadá vysokotlaký výměník, je použití komorového dávkovače (obr. 1.8). Komorový dávkovač je tlakový výměník, ve kterém se studená voda z primárního vysokotlakého okruhu (okruh od chladicího zařízení na povrchu k dávkovači v dole a zpět) vyměňuje s vodou oteplenou z nízkotlakého sekundárního okruhu (důlní okruh od dávkovače k chladičům a zpět). Dochází zde k předávání tlakové energie. Princip je založen na „vytlačování“ teplé vody vodou studenou po délce komory primárním okruhem na

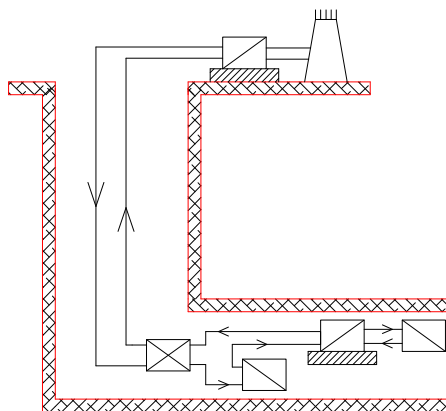
povrch. Dojde-li k naplnění komory studenou vodou, je tato komora hraničními armaturami primárního okruhu uzavřena. Po otevření hraničních armatur sekundárního okruhu následuje vytlačování studené vody vodou oteplenou nízkotlakým čerpadlem do nízkotlakého výměníku, nebo přímo do chladiče důlních větrů. Pro docílení kontinuálního proudění jsou dávkovače konstruované se třemi paralelně řazenými komorami.



Obr. 1.8 Přenos chladu pomocí dávkovače

1.2.3 Kombinované chlazení

Na obr. 1.9 je kombinace dvou výše uvedených způsobů rozmístění chladících zařízení. Studená voda je dopravována jámou do dolu, kde přes vysokotlaký výměník, dávkovač, či pomocí Peltonovy turbíny předává teplo důlnímu okruhu chladící vody. Studená voda důlního okruhu je rozvedená na chladiče důlních větrů a na kondensátory důlních chladniček.



Obr. 1.9 Jedna z variant kombinovaného chlazení

2 Porovnání variant vysokotlaký výměník - komorový dávkovač

2.1 Vysokotlaký výměník voda – voda

2.1.1 Výhody

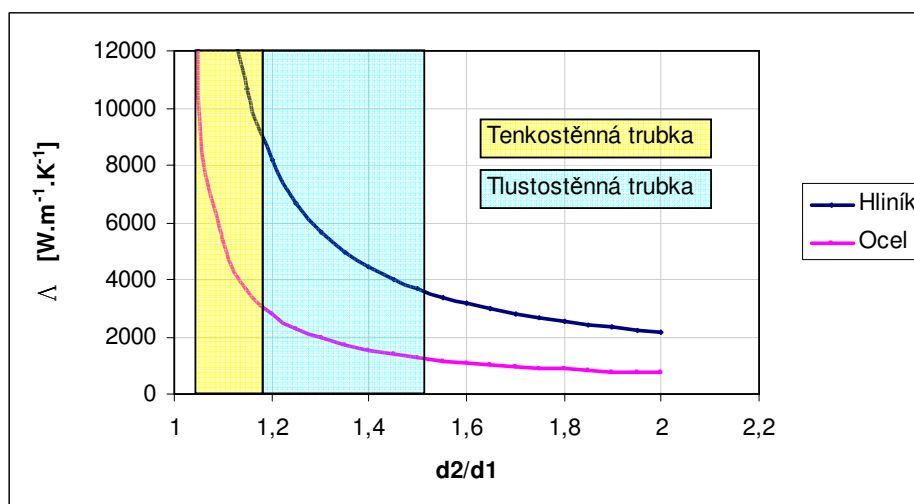
- Jednoduché zařízení bez řízení.
- Výměník umožňuje rovnoměrný tok bez změn průtoku a tlaku.
- Při konstantních vstupních teplotách obou okruhů konstantní teploty na výstupech.
- Výměník nevyžaduje stálou obsluhu ani časté kontroly.

2.1.2 Nevýhody

Jak již bylo vysvětleno, výměník musí být při umístění ve větší hloubce dimenzován na potřebný vysoký statický tlak. Vysokému tlaku odpovídá větší tloušťka stěny u jednotlivých trubek výměníku. Pokud definujeme tepelnou propustnost trubky:

$$\Lambda_{\phi} = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.1)$$

na 1m její délky, pak je zřejmé, že s vyšší tloušťkou stěny bude tato tepelná propustnost klesat. Na obr. 2.1 je vidět průběh tepelné propustnosti v závislosti na poměru vnějšího a vnitřního průměru trubky. Jedinou možností jak zvýšit tepelnou propustnost je zvýšit teplosměnnou plochu, což vede ke zvětšení rozměrů výměníku. To však nelze technicky provést, z důvodů omezených prostorů v dole. Proto tlakové výměníky pro použití v dole mají nižší účinnost. Rozdíl mezi vstupující studenou vodou na vysokotlaké straně a studenou vodou vystupující na nízkotlaké straně bývá 4 – 5 °C. Toto je jejich hlavní problém. Další nevýhody jsou jejich vysoká hmotnost a cena.



Obr. 2.1 Závislost tepelné propustnosti trubky při změně poměru tloušťky stěny

2.2 Komorový dávkovač

2.2.1 Výhody

Hlavní výhodou dávkovače je v porovnání s tlakovým výměníkem vyšší účinnost výměny tepla mezi sekundárním a primárním okruhem. Rozdíl mezi teplotou vstupující studené vody na vysokotlaké straně a teplotou studené vody vystupující na nízkotlaké straně bývá $< 1^\circ C$. Rozdíl vzniká:

- Míšením, projevujícím se hlavně při souproudé výměně a při protiproudé výměně bez použití dělicího členu.
- Trubka, ve které proudí střídavě studená a teplá voda, se chová jako regenerační výměník.
- Přenosem tepla od trubky do okolí (lze kompenzovat vhodnou izolací).

Další výhodou je, že se dávkovač vzhledem ke své konstrukci lépe prostorově hodí do vyrubaného prostoru v dole než výměník voda - voda.

2.2.2 Nevýhody

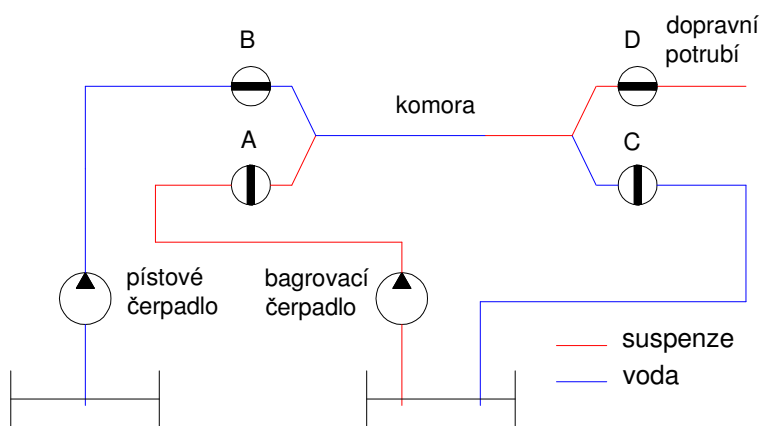
- Nutnost hydraulického obvodu pro pohon armatur.
- Vyšší nároky na řízení chodu dávkovače, a na spolehlivost a životnost uzavíracích armatur.
- Změny tlaku a vznik hydraulického rázu, jehož velikost souvisí s rychlostí a přesností řízení armatur.

3 Možnosti použití dávkovače

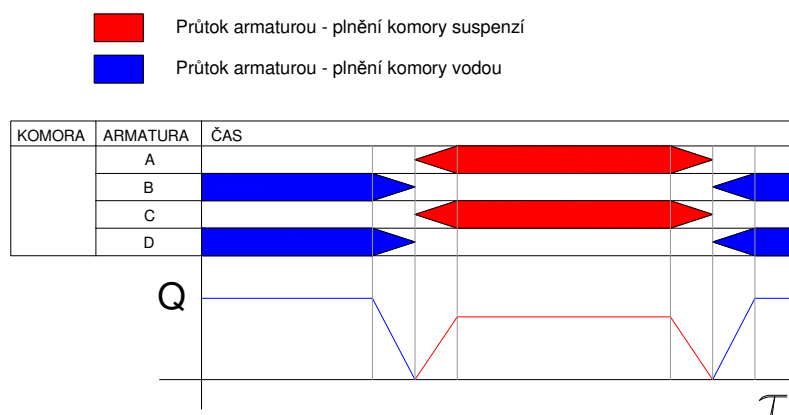
3.1 Dávkovače při hydraulické dopravě

V průmyslové praxi se používají dávkovače zejména při dopravě suspenzí, suchých nebo odvodněných materiálů (obr. 3.1). Klasická hydraulická doprava pomocí bagrovacích čerpadel má omezení v dopravní vzdálenosti. Vysokých tlaků potřebných k dálkové dopravě lze dosáhnout pomocí pístových čerpadel, tento způsob dopravy má však zase omezení v zrnitosti dopravovaného materiálu. Trubkovým komorovým dávkovačem lze využít výhody obou typů čerpadel a dopravovat tyto materiály na velké vzdálenosti. [3]

Princip spočívá v předávání tlakové energie vody dopravovanému materiálu například suspenzi. V komoře dochází k vytlačování suspenze tlakovou vodou od vysokotlakého čerpadla do dopravního potrubí. Děje se tak až do vytlačení suspenze, kdy je celá komora napuštěná vodou. Poté se komora odstaví a oddělí trasu od pístového čerpadla do dopravního potrubí. V dalším kroku dojde k propojení komory s nízkotlakým okruhem s bagrovacím čerpadlem. Bagrovací čerpadlo doplňuje do komory suspenzi a vytlačuje před sebou vodu, která odchází do jímky se suspenzí. K odstavení komory dochází až když je zaplněná suspenzí. Poté se celý cyklus opakuje.



Obr. 3.1 Jednokomorový dávkovač



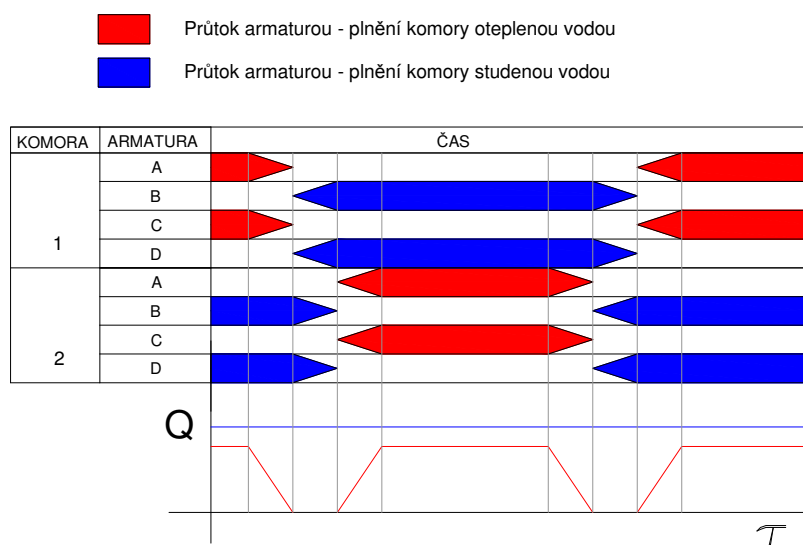
Obr. 3.2 Časový diagram jednokomorového dávkovače

Při dopravě studené vody do velkých hloubek pro centrální klimatizaci dolů, lze tento princip využít k předávání tlakové energie studené vody proudící do dolu vodě oteplené, jenž je nutno dostávat na povrch.

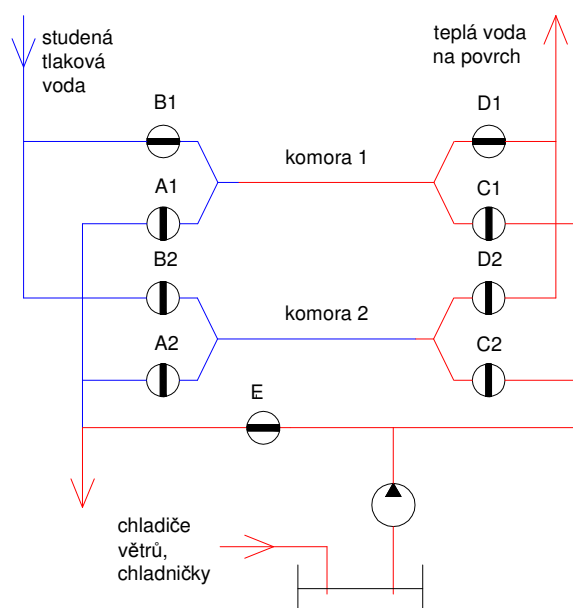
3.2 Vícekomorové dávkovače

Výše popsaný princip naznačuje, že doprava s jednokomorovým dávkovačem je přerušovaná (obr. 3.2). Tento problém lze vyřešit použitím dvou nebo tří komor.

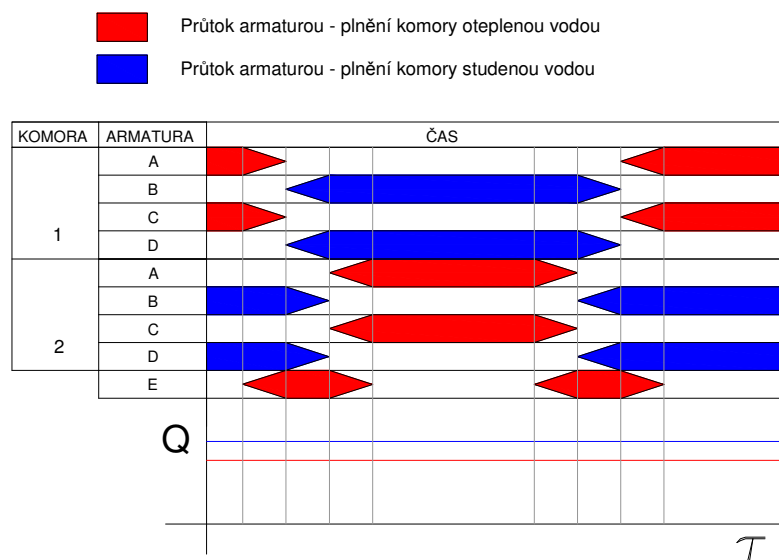
Použitím dvoukomorového podáváče lze docílit kontinuální proudění ve vysokotlakém okruhu. V nízkotlakém okruhu však bude průtok přerušovaný (obr. 3.3), a to v době, kdy přejíždí armatury tlakových okruhů komor. Přidáním obtokové armatury E (obr. 3.4) lze přerušovaný tok v nízkotlakém okruhu vyřešit (obr. 3.5), ale po dobu jejího otevření do něj proudí teplá voda, což je nežádoucí.



Obr. 3.3 Časový diagram dvoukomorového dávkovače

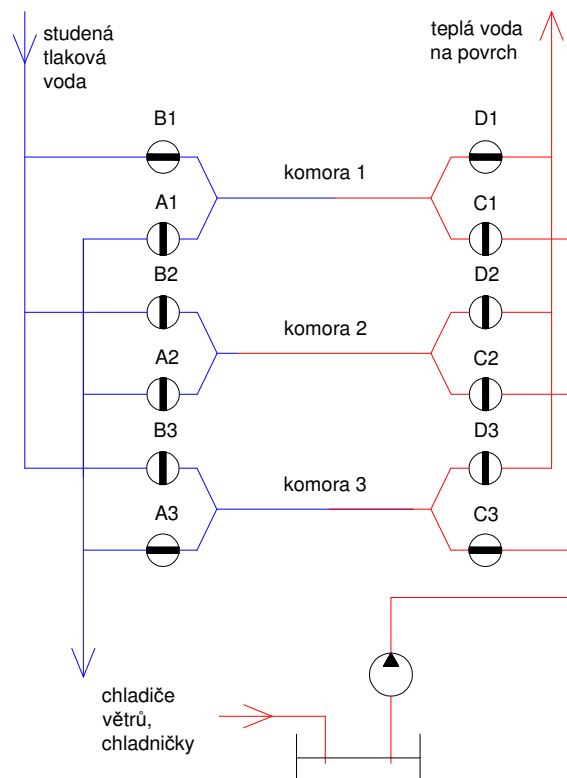


Obr. 3.4 Schéma dvoukomorového dávkovače s obtokovou armaturou



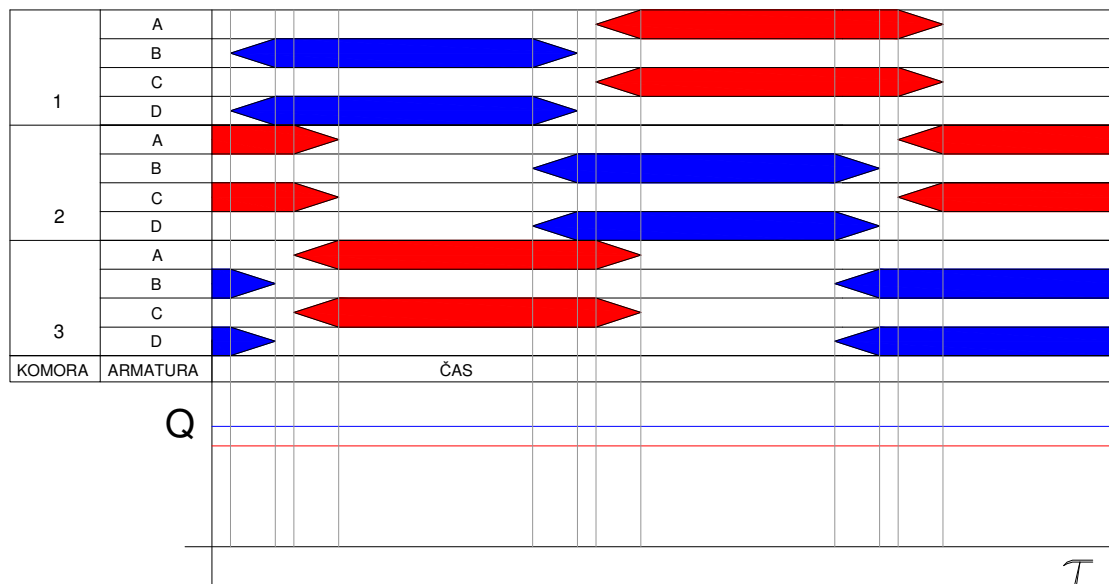
Obr. 3.5 Časový diagram dvoukomorového dávkovače s obtokovou armaturou

Zcela kontinuální průtoky na obou okruzích zle uplatnit při použití tří komorového dávkovače (obr. 3.6 a obr. 3.7). Ten bude také nejvhodnější pro centrální klimatizaci v dole. Zobrazení tříkomorového dávkovače firmy SIEMAG je na obr. 3.8.



Obr. 3.6 Schéma tříkomorového dávkovače

- Průtok armaturou - plnění komory oteplenou vodou
- Průtok armaturou - plnění komory studenou vodou



Obr. 3.7 Časový diagram tříkomorového dávkovače



Obr. 3.8 Tříkomorový dávkovač firmy SIEMAG [22]

3.3 Rotační dávkovač

Mezi dávkovače vícekomorové by se dal zařadit i rotační dávkovač (obr. 3.9). Tento typ výměníku používá válcovitý rotor s podélnými kanálky (komorami) paralelně umístěné k jeho ose otáčení. Rotor se otáčí uvnitř tělesa mezi dvěma koncovými kryty. K otáčení rotoru dochází díky hybnosti vody a speciálnímu tvaru kanálků. Vstupní otvor tlakové vody se překrývá s kanálky rotoru v horní úvratí, kde dochází k jejich plnění a vytlačování teplé vody. Po naplnění kanálu studenou vodou dochází díky pootočení do dolní úvratě k překrytí kanálků s nízkotlakým okruhem a k plnění kanálků teplou vodou. Tento druh dávkovače nachází uplatnění v jiných odvětvích průmyslu, používá se pro malé výkony, například při odsolování mořské vody.



Obr. 3.9 Řez rotačním dávkovačem [19]

3.4 Směry proudění

Podle směru plnění komory teplou a studenou vodou může být dávkovač v souproutém či protiproutém provedení.

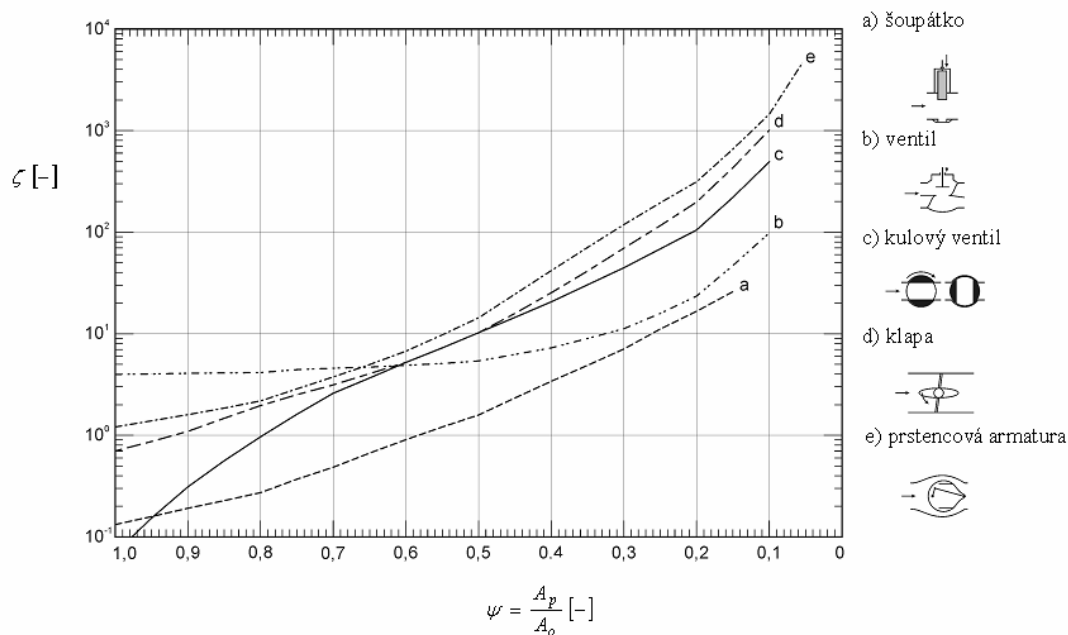
Při souproutém provedení (obr. 3.1) proudí voda stejným směrem při plnění komory teplou i studenou vodou. U tohoto systému je vysoký požadavek na přesné plnění komory. Pokud bude do komory naplněno více teplé vody, než je velikost komory, půjde tento přebytek zpět do nízkotlakého okruhu. Bude-li do komory napuštěno méně teplé vody, než je objem komory, studená voda, jenž zůstala v komoře, půjde zpět s oteplenou vodou na povrch.

U protiproutého provedení (obr. 3.6) se dávkovač plní teplou vodu v opačném směru než je studenou vodou vytlačována teplá voda z jámy na povrch. Zde je výhoda, že pokud není při napouštění teplé a studené vody využívána celá délka komory, neodchází část studené vody zpět na povrch resp. část teplé zpět do nízkotlakého potrubí. To platí při stejných průtocích vody v obou okruzích. Pokud je objem komory nevyužitý a doplnění komory probíhá s velkou objemovou rezervou, pak není snižována účinnost, ale dochází k častějšímu přestavování armatur. Důležitý je tedy správný návrh komory a nastavení řízení armatur. V určitých případech se dá na úkor účinnosti zařízení tolerovat, pokud se komora přeplyňuje studenou vodou (je vyšší průtok vody na straně primárního okruhu). Přeplyňování komory teplou vodou (je vyšší průtok vody na straně sekundárního okruhu) je však nepřijatelné, s prouděním teplé vody zpět do sekundárního okruhu by se snižoval výkon chladičů vzduchů. Další výhoda protiproutého provedení je v možnosti použití oddělovacího elementu pro omezení míšení teplé a studené vody. Tento element (píst) se nedá použít při souproutém provedení. Při navrhování dávkovače pro důlní použití tedy bude výhodnější protiprouté provedení.

3.5 Použití armatur

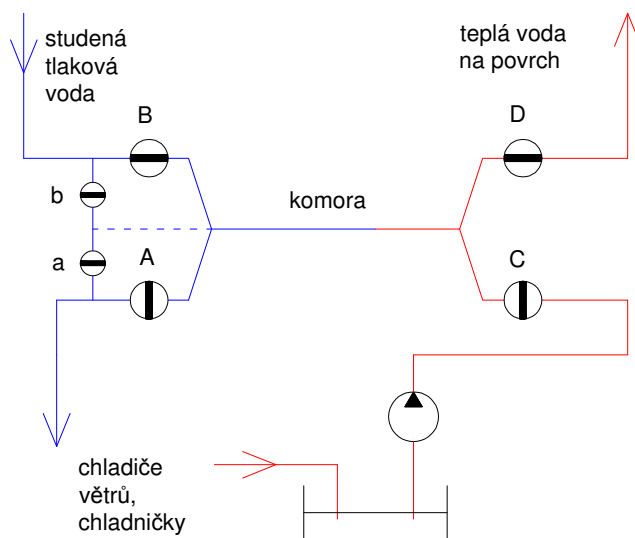
Armatury jsou nejdůležitější funkční části dávkovače. Musí být spolehlivé, přesné, dostatečně těsné. Pro řízené ovládání budou nejvhodnější šoupátka, jenž jsou s ohledem na dynamiku komorových dávkovačů, v porovnání s jinými druhy uzavíracích armatur příznivější. [3]

Součinitel místní ztráty ζ v závislosti na poměrném otevření pro různé armatury je na obr. 3.10.



Obr. 3.10 Součinitel místní ztráty ζ v závislosti na poměru otevření [8]

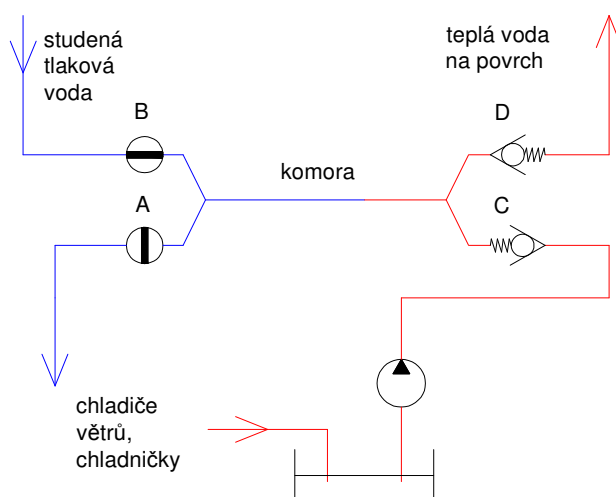
Je-li vysoký tlak jen z jedné strany desky uzavřeného šoupátka, pak působí proti otevření šoupátka velká třecí síla. Je tedy vhodné použití obtokové armatury malé světlosti, jenž před otevíráním velkého šoupátka nejprve vyrovná tlaky na obou stranách desky šoupátka. Při protiproudém dávkovači je vhodné instalovat jednu obtokovou armaturu paralelně se vstupním šoupátkem studené vody primárního okruhu do komory a druhou paralelně s výstupním šoupátkem studené vody z komory do nízkotlakého sekundárního okruhu resp. ke chladičům důlních větrů (obr. 3.11).



Obr. 3.11 Dávkač se dvěma armaturami pro vyrovnání tlaku

Při proudění ledové tříště je vhodné, aby se výstupní šoupátko z komory do trasy teplé vody na povrch jámy zavíralo dříve než vstupní šoupátko studené vody a vstupní šoupátko pro doplňování teplé vody do komory zavíralo dříve než výstupní k chladičům důlních větrů. Zamezí se tak opotřebení omíláním ledové tříště o hrany desky šoupátka.

Na příkladu jedné komory na obr. 3.12 je vidět použití dvou zpětných armatur (C, D). Použití zpětné armatury se jeví jako vhodné z důvodů zjednodušení řízení dávkovače. Další výhodou je, že při dlouhém dávkovači stačí hydraulické pohony armatur pouze na jedné straně.



Obr. 3.12 Dávkovač se dvěma zpětnými armaturami

Velice důležitá je i rychlost otevírání a uzavírání armatur. Přesné hodnoty pro otevírání a uzavírání armatur se stanovují na základě výpočtu dynamiky dávkovače a po změření tlakových pulsací při uvádění dávkovače do provozu. [4]

3.6 Parametry komory

Mezi základní parametry komory dávkovače patří jeho délka, světlost komory a prostorové uspořádání. Vychází se z objemového průtoku vody Q_v v primárním okruhu a z časů pracovního cyklu. Nejdříve se musí navrhnout průměr komory. Čím bude větší průměr komory, tím bude kratší délka komory, ale budou vyšší ztráty tepla míšením. Ze zvoleného průměru komory se vypočítá rychlost proudění vody v komoře:

$$v = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot d_k^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (3.1)$$

Pro další výpočet je nutné sestavit pracovní cyklus dávkovače. Na obr. 4.3 je pracovní cyklus pro tří komorový protiproudý dávkovač vody s obtokovými armaturami malé světlosti

pro vyrovnávání tlaku. Celková doba cyklu je T . Doba T_1 je čas přestavení armatur při přejíždění komor. Doba T_2 je čas, kdy se jedna komora plní teplou vodou a druhá komora je plněna vodou studenou. Třetí komora je po dobu T_2 odstavená. V čase T_2 tedy armatury nepřestavují. Pro uvedené parametry dávkovače by se mohla prodloužit doba přestavování armatur T_1 i na úkor zkrácení prodlevy T_2 , nesmí však být větší než $\frac{T}{3}$. Pro minimální délku komory by platilo $T_1 = \frac{T}{3}$. Délka komory se vypočte:

$$L = \frac{v \cdot T}{3} \quad [m] \quad (3.2)$$

4 Návrh systému centrální klimatizace dolu s dávkovačem

Zadaný byl pouze výkon chladicího zařízení na povrchu $P_t = 10 \text{ MW}$. Ostatní parametry potřebné pro výpočet systému centrální klimatizace dolu budu volit.

4.1 Průtok chladicí vody

Zvolení teplot vody pro chladicí zařízení:

volím teplotu vody na vstupu do chladicího zařízení $t_v = 19 \text{ °C}$

volím teplotu vody na výstupu z chladicího zařízení $t_s = 1,5 \text{ °C}$

Rozdíl teplot:

$$\Delta t = t_v - t_s = 19 - 1,5 = 17,5 \text{ °C}$$

Výpočet hmotnostního průtoku vody ze zadaného výkonu $P_t = 10 \text{ MW}$:

$$Q_m = \frac{P_t}{c_v \cdot \Delta t} = \frac{10^7}{4186 \cdot 17,5} = 137 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet objemového průtoku vody:

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} = \frac{137}{1000} = 0,137 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

4.2 Návrh potrubí

Hloubku dolu, kde bude instalovaný dávkovač, volím $h = 1000 \text{ m}$. Pro potrubí primárního okruhu tzn. okruhu od chladicího zařízení k dávkovači a od dávkovače zpět na povrch volím z důvodů úspory materiálu 3 tlakové hladiny. Trubky budou ze svařitelné oceli třídy 11523. Vedení potrubí bude z důvodů tepelné dilatace osazeno kompenzátory, jenž nebudou v této práci řešeny. Budu uvažovat jedno potrubí k dávkovači a jedno potrubí zpět k chladicímu zařízení. Tři tlakové hladiny budou stejné na obou větvích. Větev se studenou vodou bude izolována. Rychlost proudění vody v potrubí volím do $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Minimální vnitřní průměr potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,138}{\pi \cdot 3}} = 0,241 \text{ m}$$

4.2.1 První tlaková hladina

Pro potrubí dopravující studenou vodu od chladicího zařízení k jámě a první úsek v jámě volím trubku **TR 273 x 6,3**.

Smluvní mez kluzu pro ocel 11523:

$$Rp_{0,2} = 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Dovolené napětí:

$$\sigma_{dov,t} = \frac{Rp_{0,2}}{b} = \frac{345}{2} = 172,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Součinitel bezpečnosti zvolen $b = 2$

Vzorec pro výpočet tloušťky stěny tenkostěnné trubky:

$$s = \frac{d_1 \cdot p_{\max}}{2 \cdot \sigma_{dov,t}} + c_1 + c_2 \quad [m] \quad (4.1)$$

Výpočet maximálního zkušebního tlaku odvozením ze vztahu 4.1:

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_1} = \frac{2 \cdot 172,5 \cdot 10^6 \cdot (0,0063 - 0,001 - 0,001)}{0,2604} = 5,7 \text{ MPa}$$

Mezní úchytky tloušťky stěny jsou dle výrobce $\pm 15\%$, proto volím přídavek na nepřesnost výroby $c_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Přídavek na korozi volím $c_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Trubku lze použít pro provozní tlak:

$$p = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{5,7}{1,5} = 3,8 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti volím $b = 1,5$

Trubku lze použít do hloubky:

$$h = \frac{p}{\rho_v \cdot g} = \frac{3,8 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81} = 387 \text{ m}$$

4.2.2 Druhá tlaková hladina

Pro druhý úsek v jámě volím trubku **TR 273x10**

Výpočet maximálního zkušebního tlaku:

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_1} = \frac{2 \cdot 172,5 \cdot 10^6 \cdot (0,010 - 0,0015 - 0,001)}{0,253} = 10,2 \text{ MPa}$$

Přídavek na nepřesnost výroby volím $c_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Trubku lze použít pro provozní tlak:

$$p = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{10,2}{1,5} = 6,8 \text{ MPa}$$

Trubku lze použít do hloubky:

$$h = \frac{p}{\rho_v \cdot g} = \frac{6,8 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81} = 693 \text{ m}$$

4.2.3 Třetí tlaková hladina

Pro třetí úsek v jámě a potrubí vedoucí v dole k dávkovači volím trubku **TR 273x14**

Výpočet maximálního zkušebního tlaku:

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_1} = \frac{2 \cdot 172,5 \cdot 10^6 \cdot (0,014 - 0,002 - 0,001)}{0,245} = 15,5 \text{ MPa}$$

Přídavek na nepřesnost výroby volím $c_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Trubku lze použít pro provozní tlak:

$$p = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{15,5}{1,5} = 10,33 \text{ MPa}$$

Trubku lze použít do hloubky:

$$h = \frac{p}{\rho_v \cdot g} = \frac{10,33 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81} = 1053 \text{ m}$$

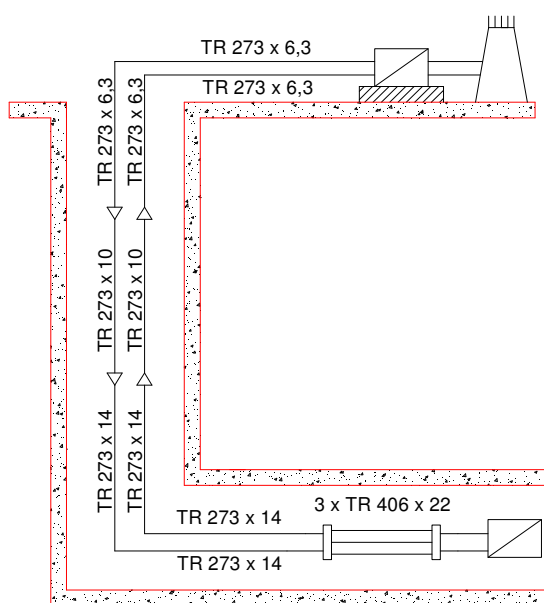
Podmínka pro tenkostěnnou trubku:

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1,18 \Rightarrow \frac{0,273}{0,245} = 1,11$$

Dle vypočtených hodnot ze zvolených trubek volím potrubí pro jednotlivé úseky viz tab. 4.1 a obr. 4.1.

Trubka	Hloubka	Délka	Dov. provozní tlak
	h [m]	l [m]	p [MPa]
TR 273 x 6,3	0 (povrch)	150	3,8
TR 273 x 6,3	0-380(jáma)	380	3,8
TR 273 x 10	380-690 (jáma)	310	6,8
TR 273 x 14	690-1000 (jáma)	310	10,33
TR 273 x 14	1000 (důl)	100	10,33

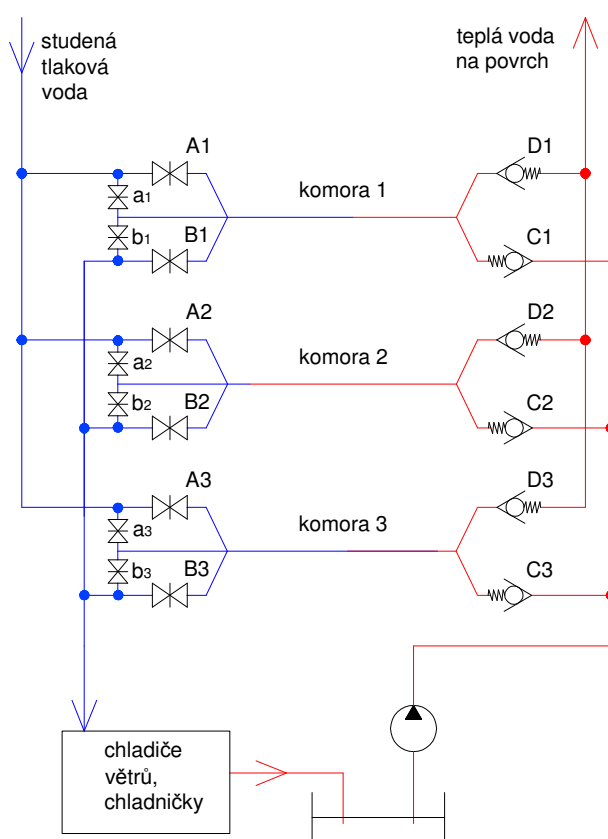
Tab. 4.1 Zvolené a vypočtené hodnoty potrubí



Obr. 4.1 Schéma zvoleného potrubí

4.3 Výpočet hlavních parametrů dávkovače

Pro přenos chladu mezi primárním okruhem (chladicí zařízení na povrchu – dávkovač v dole) a sekundárním okruhem (dávkovač v dole – rozvod po šachtě na jednotlivé chladiče) volím tříkomorový dávkovač v protiproudém provedení. Na jedné straně volím armatury větší světlosti s obtokovými armaturami malé světlosti. Na straně druhé bude průtok řízen automatickými jednosměrnými armaturami (obr. 4.2).



Obr. 4.2 Zvolený typ dávkovače

4.3.1 Tloušťka stěny dávkovače

Volím bezešvou svařitelnou trubku **TR 406 x 22** materiál ocel třídy 11523

Zkušební tlak:

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_k} = \frac{2 \cdot 172,5 \cdot 10^6 \cdot (0,022 - 0,0033 - 0,001)}{0,362} = 16,9 \text{ MPa}$$

Mezní úchytky tloušťky stěny $\pm 15 \%$, proto přídavek na nepřesnost výroby volím

$$c_1 = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Přídavek na korozi volím $c_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Dovolený provozní tlak:

$$p_{dov} = \frac{p_{\max}}{b} = \frac{16,9}{1,5} = 11,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Součinitel bezpečnosti zvolen $b = 1,5$

Skutečný provozní tlak v dávkovači:

$$p_{skut} = ((0,5 \cdot h_d) + 1000) \cdot \rho \cdot g = ((0,5 \cdot 90,36) + 1000) \cdot 1000 \cdot 9,81 = 9,85 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Dopravní výška čerpadla h_d vypočtena v kap. 4.4.3

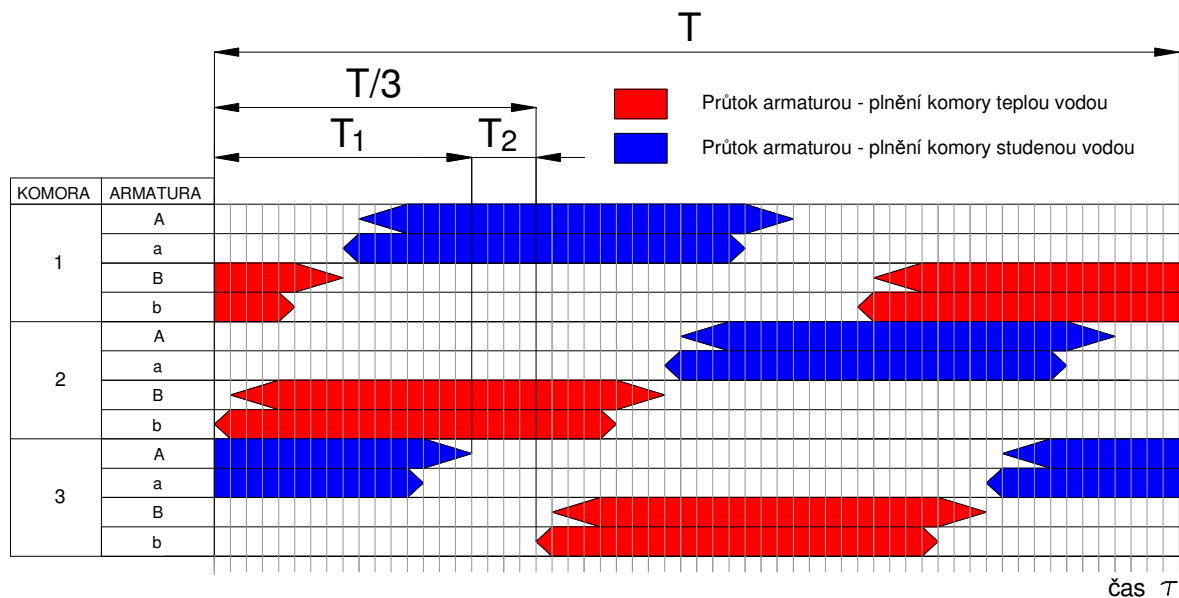
Vyhovuje: $p_{dov} > p_{skut}$

Podmínka pro tenkostěnnou trubku:

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1,18 \Rightarrow \frac{0,406}{0,362} = 1,12 \text{ Vyhovuje !}$$

4.3.2 Délka jedné komory

Pro výpočet délky komory je nutné sestavit časový diagram dávkovače. Diagram je navržen v kap. 5 (obr. 4.3).



Obr. 4.3 Časový diagram

Viz časový diagram (obr. 4.3) jsem zvolil tyto časy:

$$T_1 = 4 \text{ s otevírají armatury } b_2 + B_2$$

$$4 \text{ s zavírají armatury } b_1 + B_1$$

$$4 \text{ s otevírají armatury } a_1 + A_1$$

$$4 \text{ s zavírají armatury } a_3 + A_3$$

$$T_1 = 16 \text{ s}$$

$$T_2 = 4 \text{ s}$$

$$T = (T_1 + T_2) \cdot 3 = (16 + 4) \cdot 3 = 60 \text{ s}$$

Délka komory:

$$L_k = \frac{v \cdot T}{3} = \frac{1,33 \cdot 60}{3} = 26,6 \text{ m}$$

Volím délku komory $L_k = 27 \text{ m}$

4.3.3 Návrh armatur

Hlavní armatura

Jako hlavní armaturu lze použít ventil nebo deskové šoupátko. Šoupátko má nižší součinitel místní ztráty než sedlový ventil. Při sousledném přejíždění se zase uplatní jeho příznivá S-h charakteristika. Při použití ventilu by bylo nutné, aby tlak vody působil ze směru nad kuželku pro zajištění samosvornosti v uzavřené poloze. V případě použití deskového šoupátka je tato samosvornost zajištěná z obou stran.

Volím deskové šoupátko typ **S 38/S** DN200 a PN160 od firmy **IBC Praha**. Vzhledem ke konstrukci armatury je zdvih a průměr desky v průtočném průřezu $h = 230 \text{ mm}$. Šoupátko se standardně vyrábí s elektropohonem, nebo ručním kolem. Na hydraulický pohon se bude muset přizpůsobit. Řez armaturou viz *příloha 4*.

Obtoková armatura

Při odstavené komoře působí z jedné strany na desku šoupátka vysoký tlak. Při světlosti DN200 by bylo potřeba velké síly k jeho otevření. Proto jsou instalovány obtokové armatury malé světlosti. Jako dobrá alternativa se jeví deskové šoupátko malé světlosti, kdy tlak vody nepůsobí ve stejné ose otevírání jako u ventilu, ale kolmo k této ose. To umožňuje další snížení potřebné síly k přestavení šoupátka, úměrně velikosti normálové síly. Součinitel

úměrnosti (součinitel smykového tření) mezi třecími plochami šoupátka resp. ocelí a bronzem je $f = 0,18$.

Volím deskové šoupátko typ **S 38/S** DN40 a PN160 od firmy **IBC Praha**. Vzhledem ke konstrukci armatury je zdvih a průměr desky v průtočném průřezu $h = 46 \text{ mm}$.

Jednosměrná armatura

Jako jednosměrnou armaturu lze použít zpětnou klapku vyrábějící se jako standardní nebo duální. Druhá možnost je zpětný ventil buď mezipřírubový nebo klasické konstrukce.

Volím zpětný mezipřírubový ventil typ **WA - 001** DN200 a PN160 od firmy **IBC Praha**. Řez armaturou viz *příloha 5*.

4.4 Charakteristika potrubí a návrh čerpadla pro primární okruh

4.4.1 Třecí ztráty

Pro získání charakteristiky potrubí primárního okruhu, jehož schéma je na obr. 4.6, byly provedené výpočty hydraulických ztrát pro čtyři různé objemové průtoky. Z důvodů rozdílné viskozity teplé a studené vody jsem počítal oba směry proudění (od chladicího zařízení k dávkovači a zpět od dávkovače k chladicímu zařízení) zvlášť. Pro výpočet třecí ztráty v komoře dávkovače jsem vycházel ze střední teploty vody. Z důvodů vysokého počtu opakovaných výpočtů jsem použil program Excel. Pro výpočet součinitele třecí ztráty λ byl použit Colebrook – Whiteův vzorec:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2k}{d_1} + \frac{18,7}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad [1] \quad (4.2)$$

Absolutní drsnost vnitřní stěny trubky jsem zvolil $k = 0,5 \text{ mm}$.

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_1}{\nu} \quad [1] \quad (4.3)$$

Rychlosti proudění:

$$v = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot d_1^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.4)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedené v tab. 4.2, 4.3, 4.4 a 4.5.

potrubí	světlost potrubí d_1 [mm]	v při Q_v [m ³ .s ⁻¹]			
		0,137 [m.s ⁻¹]	0,1 [m.s ⁻¹]	0,07 [m.s ⁻¹]	0,04 [m.s ⁻¹]
TR 273 x 6,3	260,4	2,57	1,88	1,31	0,75
TR 273 x 10	253	2,73	1,99	1,39	0,8
TR 273 x 14	245	2,91	2,12	1,48	0,85
-	200	4,36	3,18	2,23	1,27
TR 406 x 22	362	1,33	0,97	0,68	0,39

Tab. 4.2 Rychlost proudění v potrubí

potrubí	světlost potrubí d_1 [mm]	délka potrubí l [m]	λ při Q_v [m ³ .s ⁻¹]			
			0,137 [-]	0,1 [-]	0,07 [-]	0,04 [-]
TR 273 x 6,3	260,4	530	0,0236	0,0238	0,0241	0,0247
TR 273 x 10	253	310	0,0238	0,0240	0,0242	0,0248
TR 273 x 14	245	410	0,0240	0,0241	0,0244	0,0249

Tab. 4.3 Třecí součinitel λ pro trasu do dolu (1,5 °C)

potrubí	světlost potrubí d_1 [mm]	délka potrubí l [m]	λ při Q_v [m ³ .s ⁻¹]			
			0,137 [-]	0,1 [-]	0,07 [-]	0,04 [-]
TR 273 x 6,3	260,4	530	0,0234	0,0235	0,0237	0,0241
TR 273 x 10	253	310	0,0236	0,0237	0,0239	0,0242
TR 273 x 14	245	410	0,0238	0,0239	0,024	0,0244

Tab. 4.4 Třecí součinitel λ pro trasu z dolu (19 °C)

potrubí	světlost potrubí d_1 [mm]	délka potrubí l [m]	λ při Q_v [m ³ .s ⁻¹]			
			0,137 [-]	0,1 [-]	0,07 [-]	0,04 [-]
TR 406 x 22	362	27	0,0219	0,0221	0,0224	0,0232

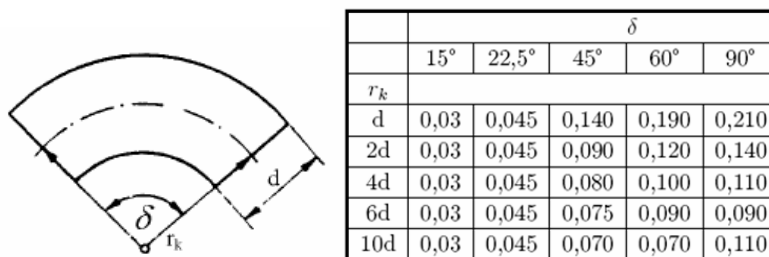
Tab. 4.5 Třecí součinitel λ pro dávkovač (10 °C)

4.4.2 Místní ztráty

Do místních ztrát, pro které jsem jednotlivě stanovil nebo vypočetl součinitel místní ztráty ζ , patří potrubní kolena, náhlé změny průřezů a armatury. Pro ostatní místní ztráty (kompenzátory na potrubí, napojení potrubí do dávkovače, clony, přírubové spoje a podobně) jsem zvolil společný součinitel. Dílčí výpočty jsem počítal v programu Excel.

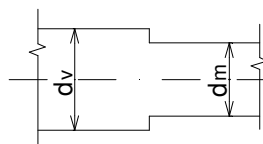
Místní ztráta na potrubním kolenu

$\zeta_k = 0,14$ (viz obr. 4.4 pro zvolené hodnoty $\delta = 90^\circ$ a $r_k = 2d$)



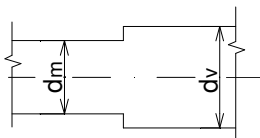
Obr. 4.4 Definování součinitele místní ztráty ζ pro potrubní koleno [8]

Náhlá změna průřezu – zúžení při změně světlosti potrubí [8]



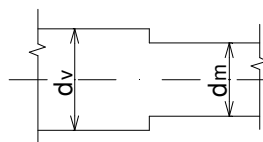
$$\zeta_2 = 1 - \frac{S_m}{S_v} = 1 - \frac{d_m^2}{d_v^2} \quad [1] \quad (4.5)$$

Náhlá změna průřezu – rozšíření při změně světlosti potrubí [8]



$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{S_m}{S_v}\right)^2 = \left(1 - \frac{d_m^2}{d_v^2}\right)^2 \quad [1] \quad (4.6)$$

Náhlá změna průřezu – zúžení na světlost šoupátka DN200 [8]



$$\zeta_1 = \left(\frac{d_v^2}{d_m^2} - 1\right) \cdot \frac{d_v^2}{d_m^2} \quad [1] \quad (4.7)$$

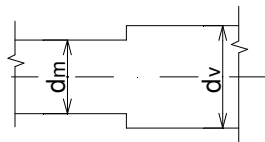
Místní ztráta na šoupátku DN 200 (před vstupem do komory)

$\zeta_s = 0,11$ (viz diagram obr. 3.10)

Místní ztráta na zpětném ventilu DN 200 (na výstupu z komory)

$$\zeta_{zv} = 0,2 \quad (\text{zvoleno})$$

Náhlá změna průřezu – Rozšíření ze světlosti zpětného ventilu DN200 [8]



$$\zeta_2 = \left(\frac{S_v}{S_m} - 1 \right)^2 \quad [1] \quad (4.8)$$

Ostatní ztráty

Volím společný součinitel místní ztráty $\zeta = 0,8$ vztažený k $d_1 = 260,4$.

Vypočtené hodnoty pro trasu teplé i studené vody jsou uvedené v tab. 4.6 a 4.7.

světlost potrubí d_1 [mm]	typ ztráty	souč. místní ztráty ζ_i
260,4	Potrubní koleno 3x	0,14
260,4	Ostatní ztráty	0,4
253	Zúžení průřezu z 260,4 mm	0,056
245	Potrubní koleno 3x	0,14
245	Zúžení průřezu z 253 mm	0,062
245	Zúžení průřezu na 200 mm	0,75
245	Šoupátko	0,11

Tab. 4.6 ζ pro trasu od chladicího zařízení k dávkovači (1,5 °C)

světlost potrubí d_1 [mm]	typ ztráty	souč. místní ztráty ζ_i
245	Zpětný ventil	0,2
245	Rozšíření průřezů z 200 mm	0,251
245	Potrubní koleno 3x	0,14
245	Rozšíření průřezů na 253 mm	0,004
253	Rozšíření průřezů na 260,4 mm	0,003
260,4	Ostatní ztráty	0,4
260,4	Potrubní koleno 3x	0,14

Tab. 4.7 ζ pro trasu od dávkovače k chladicímu zařízení (19 °C)

4.4.3 Celkové ztráty

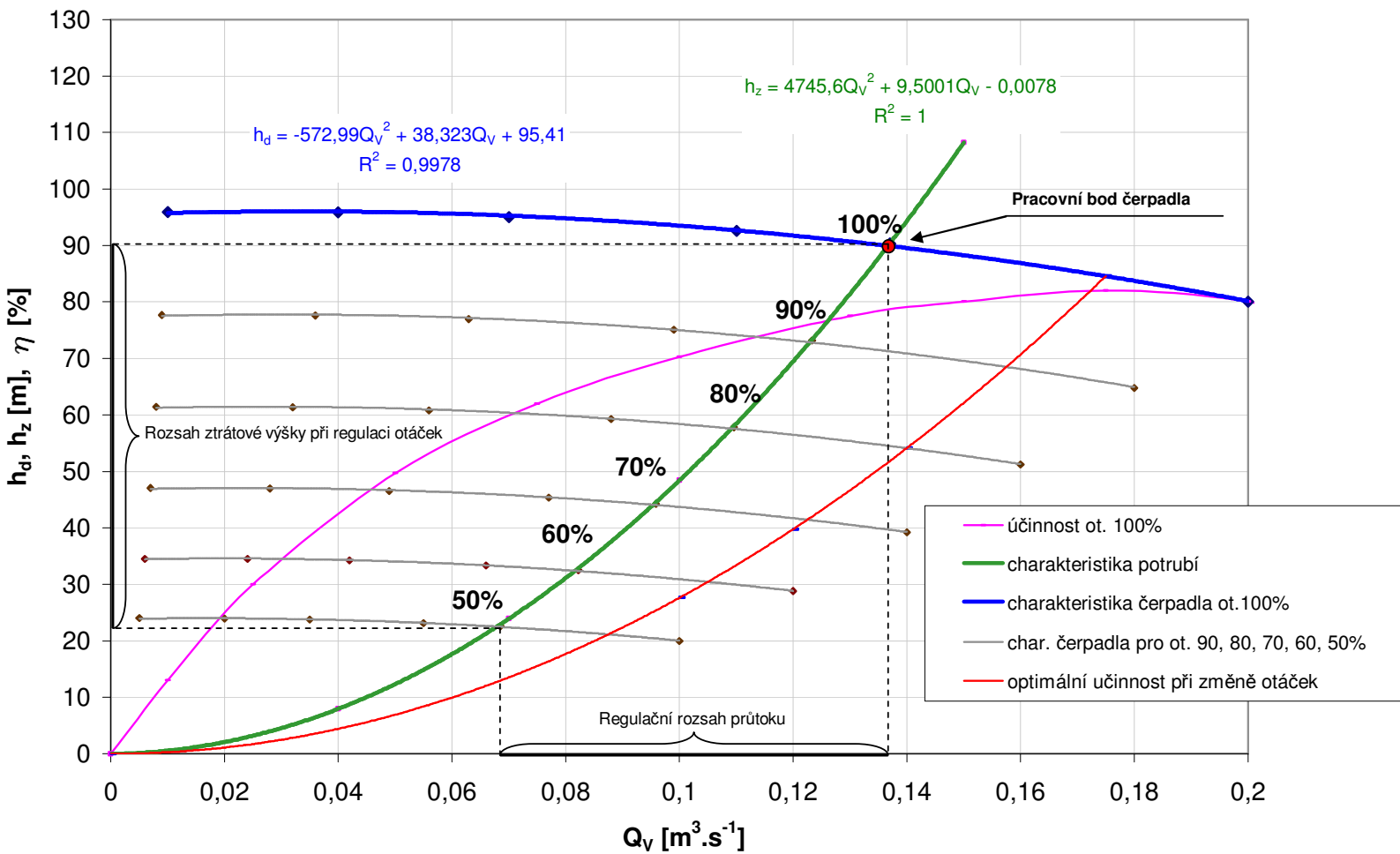
Vzorec pro výpočet ztrátové výšky u složeného potrubí:

$$h_z = \left(\sum \zeta_i + \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \right) \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} \quad [m] \quad (4.9)$$

Výpočet jsem provedl v programu Excel. Z vypočtených hodnot celkové ztrátové výšky (tab. 4.8) jsem vytvořil pomocí regresní funkce v programu Excel jejich závislost na průtoku vody. Získaná charakteristika potrubí s polynomicou funkcí druhého stupně je na obr. 4.5.

		h _z při Q _v [m ³ ·s ⁻¹]			
světlost potrubí	teplota	0,137	0,1	0,07	0,04
d ₁ [mm]	t [°C]	[m]	[m]	[m]	[m]
260,4	1,5	16,48	8,85	4,39	1,45
253	1,5	11,06	5,94	2,94	0,98
245	1,5	17,86	9,56	4,74	1,58
260,4	19	16,34	8,74	4,32	1,43
253	19	10,95	5,86	2,89	0,96
245	19	17,52	9,37	4,61	1,53
362	10	0,15	0,08	0,04	0,01
	SUMA	90,36	48,40	23,93	7,94

Tab. 4.8 Ztrátové výšky primárního okruhu pro různé rychlosti



Obr. 4.5 Charakteristika potrubí, charakteristika čerpadla pro otáčky 50 - 100% , účinnost čerpadla, optimální účinnost při změně otáček

4.4.4 Návrh čerpadla

Pomocí programu **KSB EasySelect®** [36] volím odstředivé radiální čerpadlo typ **ETANORM RG 200-500** od firmy **KSB**. Efektivní průměr oběžného kola je $d_{EF} = 505 \text{ mm}$. Řez čerpadlem viz *příloha 3*.

Z charakteristiky čerpadla dodané výrobcem (viz *příloha 2*) jsem odečetl několik dopravních výšek při různých průtocích a pomocí regresní funkce jsem v programu Excel sestrojil charakteristiku čerpadla a doplnil ji k charakteristice potrubí (obr. 4.5). Účinnost v pracovním bodě je 79 %. Čerpadlo bude v čerpací stanici na povrchu a bude nasávat vodu ze sběrné nádrže. Z výtlaku bude voda proudit přes chladicí zařízení do jámy (obr. 4.6).

4.4.5 Změna charakteristiky čerpadla při změně otáček motoru

Otáčky motoru čerpadla bude možné měnit frekvenčním měničem v rozsahu 100 – 50 %. Výpočet nových charakteristik vzniklých změnou otáček čerpadla jsem provedl pomocí afinitních vztahů 4.10 a 4.11 a zakreslil také do grafu (obr. 4.5). Nové pracovní body lze odečíst s průsečíků charakteristik čerpadla a charakteristiky potrubí, nebo výpočtem.

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad [1] \quad (4.10)$$

$$\frac{h_{d1}}{h_{d2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad [1] \quad (4.11)$$

4.4.6 Návrh elektromotoru

Hydraulický výkon čerpadla:

$$P_h = \rho_v \cdot Q_v \cdot Y_{sč} = \rho_v \cdot Q_v \cdot h_d \cdot g = 1000 \cdot 0,137 \cdot 90,36 \cdot 9,81 = 121441 \text{ W}$$

Mechanický příkon čerpadla:

$$P = \frac{P_h}{\eta} = \frac{121441}{0,79} = 153723 \text{ W}$$

Volím trojfázový nízkonapětový asynchronní motor typ **1LG4 316** od firmy **SIEMENS**. Jmenovitý výkon 160 kW. Jmenovité otáčky 1490 min^{-1} .

4.4.7 Změna hydraulického výkonu čerpadla se změnou otáček

Afinitní vztah pro výpočet hydraulického výkonu při snižování otáček:

$$\frac{P_{h1}}{P_{h2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad [1] \quad (4.12)$$

Hydraulický výkon při snížení otáček z 100% na 50%:

$$P_{h2} = P_{h1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = 121441 \cdot 0,5^3 = 15180 \text{ W}$$

4.4.8 Dovolená maximální sací výška čerpadla

Dle diagramu výrobce čerpadla bylo pro pracovní bod odečteno NPSH = 4,54 m (viz příloha 2). NPSH je potřebný přebytek tlakové a kinetické měrné energie ve vstupním průřezu čerpadla (zpravidla v jeho ose) nad tlakovou měrnou energií syté páry čerpané kapaliny. NPSH je vyjádřen v metrech.

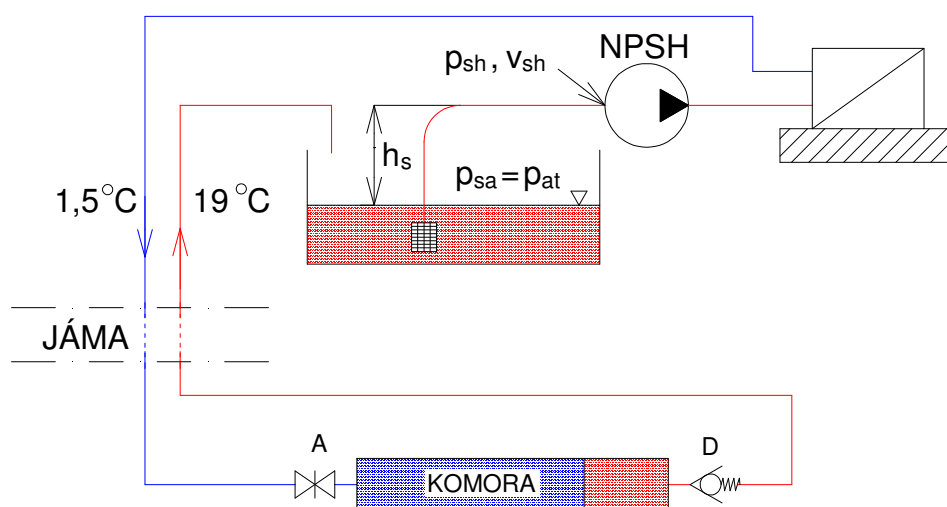
Výpočet NPSH:

$$NPSH = \frac{p_{sh}}{\rho_v \cdot g} + \frac{v_{sh}^2}{2 \cdot g} - \frac{p_w}{\rho_v \cdot g} \quad [m] \quad (4.13)$$

NPSH se pro větší bezpečnost násobí součinitelem bezpečnosti ($b = 1,1 \div 1,3$).

Tlak nasycených vodních pár při $t = 20^\circ\text{C}$ dle [11] :

$$p_w = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + 20}\right) = 2336 \text{ Pa}$$



Obr. 4.6 Schéma čerpání – primární okruh

Rychlost v sacím hrdle:

$$v_{sh} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,137}{\pi \cdot 0,25^2} = 2,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vnitřní průměr sacího hrdla čerpadla $d_1 = 0,25 \text{ m}$. (viz příloha 1)

Bernoulliho rovnice pro skutečnou kapalinu:

$$\frac{p_{sa}}{\rho_v} + \frac{v_1^2}{2} + h_1 \cdot g = \frac{p_{sh}}{\rho_v} + \frac{v_{sh}^2}{2} + h_s \cdot g + h_{zs} \cdot g \quad [J \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.14)$$

kde:

$$p_{sa} = p_{at}$$

Po úpravě vztahu 4.13 a 4.14 výpočet maximální dovolené sací výšky:

$$\begin{aligned} h_s &= \frac{p_{at}}{\rho_v \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + h_1 - \frac{p_{sh}}{\rho_v \cdot g} - \frac{v_{sh}^2}{2 \cdot g} - h_{zs} = \\ &= \frac{p_{at}}{\rho_v \cdot g} + 0 + 0 - \frac{p_w}{\rho_v \cdot g} - NPSH \cdot b - \frac{v_{sh}^2}{2 \cdot g} \left(\lambda \cdot \frac{l}{d_1} + \zeta \right) = \\ &= \frac{100000}{1000 \cdot 9,81} - \frac{2336}{1000 \cdot 9,81} - 4,54 \cdot 1,15 - \frac{2,79^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \left(0,012 \cdot \frac{5}{0,5} + 0,64 \right) = 4,43 \text{ m} \end{aligned}$$

Součinitel místní ztráty jsem zvolil $\zeta = 0,5 + 0,14$ (sací koš + koleno).

Součinitel třecí ztráty λ jsem vypočetl dle vzorce 4.2 (zvolené hodnoty: délka sacího potrubí $l = 5 \text{ m}$, vnitřní průměr potrubí stejný jako průměr sacího hrdla čerpadla $d_1 = 0,25 \text{ m}$ a drsnost stěny potrubí $k = 0,5 \text{ mm}$).

4.4.9 Řízení komory dávkovače při změně otáček čerpadla

Při provozu dávkovače se předpokládá potřeba řízení průtoku vody primárního i sekundárního okruhu, dle aktuální potřeby chlazení v dole resp. dle aktuálního stavu chladicího výkonu na povrchu. Ideální stav při provozu je tehdy, když jsou oba okruhy seřízené na stejný průtok vody. To zřejmě nebude možné vždy zajistit.

Proto, bude-li vyšší průtok primárního okruhu oproti průtoku sekundárního okruhu, bude se část studené vody vracet zpět na povrch. Do sekundárního okruhu bude proudit jen voda studená $t = 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Tento stav nesnižuje účinnost chlazení.

Bude-li však vyšší průtok sekundárního okruhu, bude sice zpět na povrch proudit pouze teplá voda $t = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale část teplé vody se bude také vracet zpět do sekundárního okruhu v dole. Tento stav je z důvodů snižování účinnosti chlazení nepřipustný.

U čerpadla zajišťujícího cirkulaci vody v primárním okruhu bude možné snižovat otáčky frekvenčním měničem motoru až o 50 %. Při snižování průtoku vody nebude využitý celý prostor komory. Nevyužití celé délky komory je výhodné z důvodů menšího přenosu tepla z teplé vody na vodu studenou prostřednictvím akumulace tepla do stěny trubky komory. Při nižším průtoku vody však lze omezit frekvenci přejíždění komor resp. počet tlakových rázů a přestavování armatur na straně hydrauliky za jednotku času. Lze to docílit zvyšováním prodlevy T_2 . Pro maximální průtok byla prodleva zvolena $T_2 = 4\text{ s}$.

Ze vzorců:

$$v = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot d_k^2}, \quad T = \frac{3 \cdot L_k}{v}, \quad T = (T_1 + T_2) \cdot 3$$

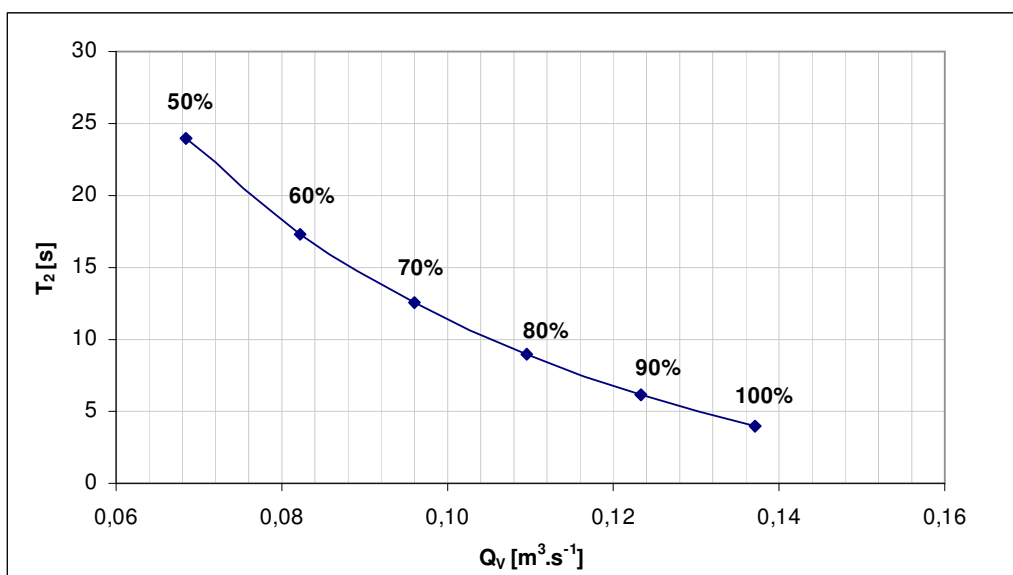
vyjádření závislosti T_2 na Q_v :

$$T_2 = \frac{3 \cdot L_k \cdot \pi \cdot d_k^2}{3 \cdot 4 \cdot Q_v} - T_1 = \frac{3 \cdot 27 \cdot \pi \cdot 0,362^2}{3 \cdot 4 \cdot Q_v} - 16 = \frac{2,777}{Q_v} - 16$$

Závislost časového úseku T_2 na průtoku Q_v resp. na otáčkách motoru čerpadla bude nepřímá úměrnost (tab. 4.9 a obr. 4.7).

Otáčky	Průtok	Prodleva
n [%]	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$T_2 [\text{s}]$
100	0,1370	4
90	0,1233	6
80	0,1096	9
70	0,0959	13
60	0,0822	17
50	0,0685	24

Tab. 4.9 Závislost T_2 na průtoku Q_v



Obr. 4.7 Závislost T_2 na průtoku Q_v

4.5 Tepelné ztráty studené vody v komoře

4.5.1 Ztráty akumulací tepla do stěny

Proces plnění a vypouštění komory střídavě teplou a studenou vodou je doprovázen teplotní ztrátou způsobenou výměnou tepelné energie mezi studenou a teplou vodou. Děje se tak z důvodů akumulace tepla do stěny trubky komory a jeho opětovné předání do vody. Z hlediska přenosu tepla jde o nestacionární vedení tepla. Přenos tepla v materiálech je přenášén exponenciálně ve směru všech tří os. Pro alespoň přibližné stanovení ztráty tepelné energie ze studené vody bude potřeba výpočet zjednodušit. Protože kovy mají vysoké hodnoty součinitele tepelné vodivosti, lze předpokládat, že teplota nezáleží na souřadnicích, ale pouze na čase. Po úpravě Fourierovy rovnice vedení tepla dle [10] je průběh teploty uvnitř tělesa v závislosti na čase:

$$t = e^{-\left(\frac{\tau \cdot \alpha \cdot S}{\rho \cdot V \cdot c_p}\right)} \cdot (t_0 - t_f) + t_f = e^{-\left(\frac{4 \cdot \tau \cdot \alpha \cdot d_1}{\rho \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot c_p}\right)} \cdot (t_0 - t_f) + t_f \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.15)$$

kde: t_0 je počáteční teplota

t_f je teplota okolí (vodní prostor)

Úpravou vznikl vzorec pro průběh teploty na čase v jednom místě délky komory. Podle režimu napouštění a vypouštění komory se teplota okolí mění z $1,5^\circ\text{C}$ na 19°C resp. teplota t exponenciálně stoupá a klesá. Je tedy periodicky proměnná. A protože se doba kontaktu stěny komory se studenou (teplou) vodou po délce komory mění, je funkce teploty t

v každém místě s jinou střední hodnotou a amplitudou. Na krajích komory jsou pak teploty konstantní na straně napouštění a vypouštění studené vody $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a na straně napouštění a vypouštění teplé vody $19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pro jednoduchost najdu maximum a minimum ve středu komory. Pokud budu brát v úvahu pouze časy, kdy voda proudí komorou (vysoké α_1), tak střed komory je v kontaktu se studenou vodou 20 sekund (viz časový diagram obr. 4.3). Protože v tomto bodě neznám t_0 bude potřeba k ní dojít numericky. Stejnou rovnici sestojím pro napouštění teplou vodou. Zvolím t_0 a vypočtené t_2 při $\tau = 20\text{ s}$ dosadím do první rovnice za t_0 a vypočtu t_1 také při $\tau = 20\text{ s}$ a dosadím zpět za t_0 v první rovnici. Takto postupuji dokud se výsledné t_1 a t_2 neustálí na konstantní hodnotě.

Po dosazení do vztahu 4.15 výpočet t_1 :

$$t_1 = e^{-\left(\frac{4 \cdot \tau \cdot 24310,362}{7850(0,406^2 - 0,362^2)469}\right)} \cdot (t_0 - 1,5) + 1,5 = e^{-(\tau \cdot 0,02829)} \cdot (t_0 - 1,5) + 1,5$$

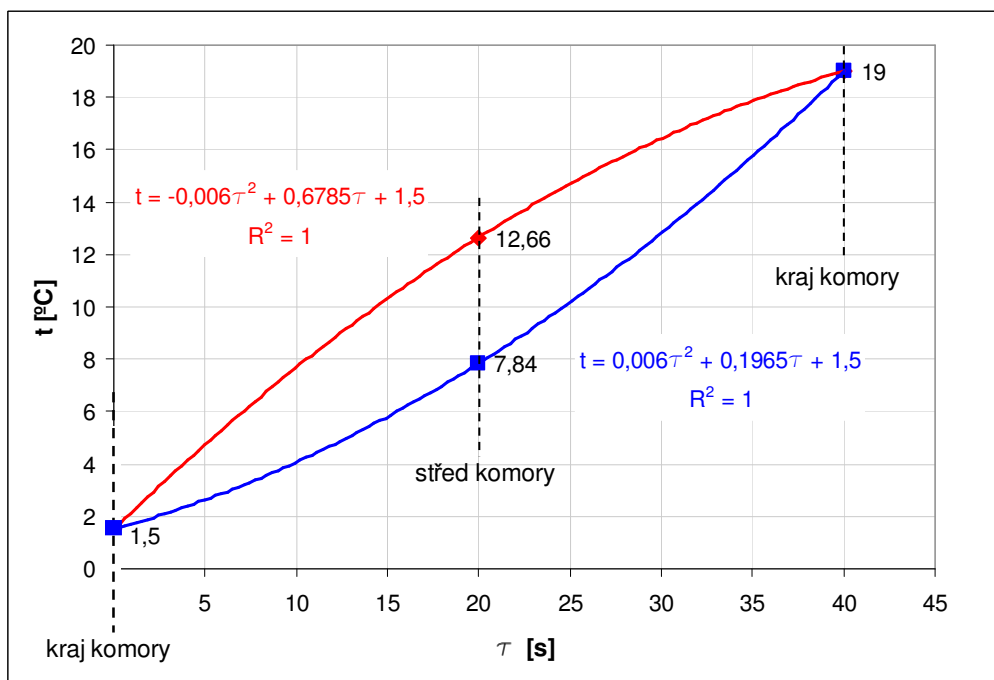
Součinitel přestupu tepla α_1 na vnitřní straně trubky odvozením z kritériální rovnice 7.1:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{v \cdot d_1}{v}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_1}\right)^{0,4} = \\ &= \frac{0,6062}{0,362} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{1,33 \cdot 0,362}{1,6 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{1,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 4186}{0,6062}\right)^{0,4} = 2431\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Vzorec pro výpočet T_2 :

$$t_2 = e^{-(\tau \cdot 0,02829)} \cdot (t_0 - 19) + 19$$

Výpočtem v programu Excel jsem zjistil ve středu komory maximum $t_2 = 12,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ a minimum $t_1 = 7,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Proložím-li polynomicickou regresní funkcí obě krajní teploty s maximem a stejně tak obě krajní teploty s minimem, dostanu dvě funkce ohraničující průběh změny teploty v materiálu pláště (obr. 4.8).



Obr. 4.8 Rozložení teploty stěny trubky po délce komory

Nyní stačí vypočítat plochu pomocí určitého integrálu (odečet určitých integrálů). Podíl výsledné plochy a času bude hledaná průměrná teplota, o kterou se ochladí materiál pláště komory během jednoho cyklu naplnění a vytlačení studené vody.

Plocha ohraničená křivkami:

$$S = \int_0^{40} (-0,006x^2 + 0,6785x + 1,5)dx - \int_0^{40} (0,006x^2 + 0,1965x + 1,5)dx =$$

$$= 474,8 - 345,2 = 129,6 \text{ s} \cdot ^\circ\text{C}$$

Výpočet průměrného rozdílu teploty materiálu stěny komory při studeném a teplém plnění:

$$\Delta t = \frac{S}{\tau} = \frac{129,6}{40} = 3,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výpočet hmotnosti materiálu:

$$m = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot L_k \cdot \rho_{ocel} = \frac{\pi \cdot (0,406^2 - 0,362^2)}{4} \cdot 27 \cdot 7850 = 5625 \text{ kg}$$

Výpočet tepelného výkonu potřebného ke zchlazení pláště o Δt :

$$P = \frac{\Delta t \cdot m \cdot c_p}{\tau} = \frac{3,24 \cdot 5625 \cdot 469}{20} = 427376 \text{ W}$$

Rozdíl teploty studené vody na vstupu z primárního okruhu do dávkovače a na výstupu z dávkovače do sekundárního okruhu se vypočte z rovnice tepelného výkonu:

$$\Delta t = \frac{P_z}{Q_m \cdot c_v} = \frac{427376}{137 \cdot 4186} = 0,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný rozdíl teploty bude nižší než výpočet, protože výpočet byl proveden za předpokladu, že přenos tepla nezáleží na souřadnicích, ale pouze na čase.

4.5.2 Ostatní tepelné ztráty v komoře

Při práci dávkovače vzniká teplotní ztráta přechodem přes stěnu dávkovače do okolí, vzhledem k nízkému součiniteli přestupu tepla α_2 na vnější straně trubky je tato ztráta zanedbatelná a lze ji případně řešit izolováním komor, proto s ní dále nebudu počítat.

Další tepelná ztráta vzniká mícháním a přestupem tepla v místě kontaktu teplé a studené vody při plnění nebo vypouštění vody z komory. Výpočet vzhledem k jeho složitosti nebudu provádět.

4.6 Sekundární okruh

4.6.1 Výpočet množství zchlazovaného vzduchu

I když řešení sekundárního okruhu není obsahem této práce, uvedu orientační příklad výpočtu zchlazování vlhkého vzduchu. Studená voda sekundárního (důlního) okruhu je jedním nebo více odstředivými čerpadly dopravována od dávkovače po šachtě na jednotlivé chladiče. Chladiče jsou ke chladicímu okruhu zapojené paralelně. Trasy rozvodu vody se často mění podle aktuálních požadavků na chlazení, stejně jako se mění počet zapojených chladičů vzduchu do provozu. Na chladicí okruh se také mohou připojovat důlní chladničky různých výkonů, u nichž je chladnou vodou odebíráno kondenzační teplo. Chladicí zařízení pracují s rozdílným chladicím výkonem a také teplota na jednotlivých důlních pracovištích není stejná. Z výše vyjmenovaných důvodů nelze přesně určit, kolik vzduchu a na jakou teplotu se ochladí. Pro orientaci uvádím výpočet, jaký objemový průtok vzduchu Q_v by ochladil do šachty dodávaný chladicí výkon 10 MW , pokud by měl být ochlazován vzduch o teplotě $32 \text{ } ^\circ\text{C}$ a relativní vlhkosti 90% na teplotu $23 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Maximální nasycení při teplotě $t = 32^\circ\text{C}$:

$$\phi'' = 33,490 \text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$$

Absolutní vlhkost při teplotě $t = 32^\circ\text{C}$:

$$\phi = 0,9 \cdot \phi'' = 0,9 \cdot 33,490 = 30,141 \text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$$

Dle tabulky podílů páry v plynu při rosném bodě této hodnotě odpovídá teplota rosného bodu $t_{rb} = 30,1^\circ\text{C}$ (viz příloha 6). Do této teploty bude zchlazování bez změny skupenství.

Měrné teplo potřebné pro zchlazení na tuto teplotu:

$$Q_1 = \Delta t \cdot c_c \cdot \rho_{vv} = 1,9 \cdot 1045 \cdot 1,123 = 2230 \text{ J} \cdot \text{m}^{-3}$$

Celková měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu:

$$c_c = \frac{c_{vp} \cdot p_{vp}'' + c_{sv} \cdot p_{sv}''}{p_{at}} = \frac{1840 \cdot 4262 + 1010 \cdot 95738}{100000} = 1045 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Parciální tlak vodní páry:

$$p_{vp}'' = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + 30,1}\right) = 4262 \text{ Pa}$$

Vzorec platí v rozsahu teplot $0 - 80^\circ\text{C}$ [11]

Parciální tlak suchého vzduchu:

$$p_{sv}'' = p_{at} - p_{vp}'' = 100000 - 4262 = 95738 \text{ Pa}$$

Hustota vlhkého vzduchu odvozením ze stavové rovnice:

$$\begin{aligned} \rho_{vv} &= \rho_{sv} + \rho_{vp} = \frac{p_{sv}'' \cdot M_{sv}}{R \cdot T} + \frac{p_{vp}'' \cdot M_v}{R \cdot T_{rb}} = \\ &= \frac{95738 \cdot 28,96 \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot (273,15 + 32)} + \frac{4262 \cdot 18,015 \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot (273,15 + 30,1)} = 1,123 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned}$$

Protože se uvažuje zchladit vzduch na $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$ (při této teplotě je maximální nasycení $\phi'' = 20,386\text{ g} \cdot \text{m}^3$), rozdíl hustoty vody $\Delta\rho = 9,755\text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$ v plynném skupenství obsažený ve vzduchu při teplotách rosného bodu $30,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ zkondenzuje. Do množství chladu, potřebného ke zchlazení plynu, bude proto také nutné zahrnout skupenské teplo potřebné ke kondenzaci tohoto množství páry.

Měrné skupenské teplo varu vody:

$$l_v = 2256\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Potřebné skupenské teplo varu vody:

$$L_v = l_v \cdot \Delta\rho = 2256 \cdot 9,755 \cdot 10^{-3} = 22,007\text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Dále je potřeba připočítat teplo potřebné ke zchlazení z $30,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ na $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ bez změny skupenství.

Maximální nasycení při teplotě $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\phi'' = 20,386\text{ g} \cdot \text{m}^3$$

Měrná tepelná energie:

$$Q_2 = \Delta t \cdot c_c \cdot \rho_{vv} = 7,1 \cdot 1033 \cdot 1,137 = 8339\text{ J} \cdot \text{m}^{-3}$$

Parciální tlak vodní páry:

$$p_{vp}'' = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + 23}\right) = 2806\text{ Pa}$$

Parciální tlak suchého vzduchu:

$$p_{sv}'' = p_{at} - p_{vp}'' = 100000 - 2806 = 97194\text{ Pa}$$

Celková měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu:

$$c_c = \frac{c_{vp} \cdot p_{vp}'' + c_{sv} \cdot p_{sv}''}{p_{at}} = \frac{1840 \cdot 2806 + 1010 \cdot 97194}{100000} = 1033\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota vlhkého vzduchu:

$$\rho_{vv} = \rho_{sv} + \rho_{vp} = \frac{p_{sv}'' \cdot M_{sv}}{R \cdot T} + \frac{p_{vp}'' \cdot M_v}{R \cdot T_{rb}} =$$

$$= \frac{97194 \cdot 28,96 \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot (273,15 + 30,1)} + \frac{2806 \cdot 18,015 \cdot 10^{-3}}{8,314 \cdot (273,15 + 23)} = 1.137 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Celková měrná tepelná energie:

$$Q_c = Q_1 + L_v + Q_2 = 2230 + 22007 + 8339 = 32576 \text{ J} \cdot \text{m}^{-3}$$

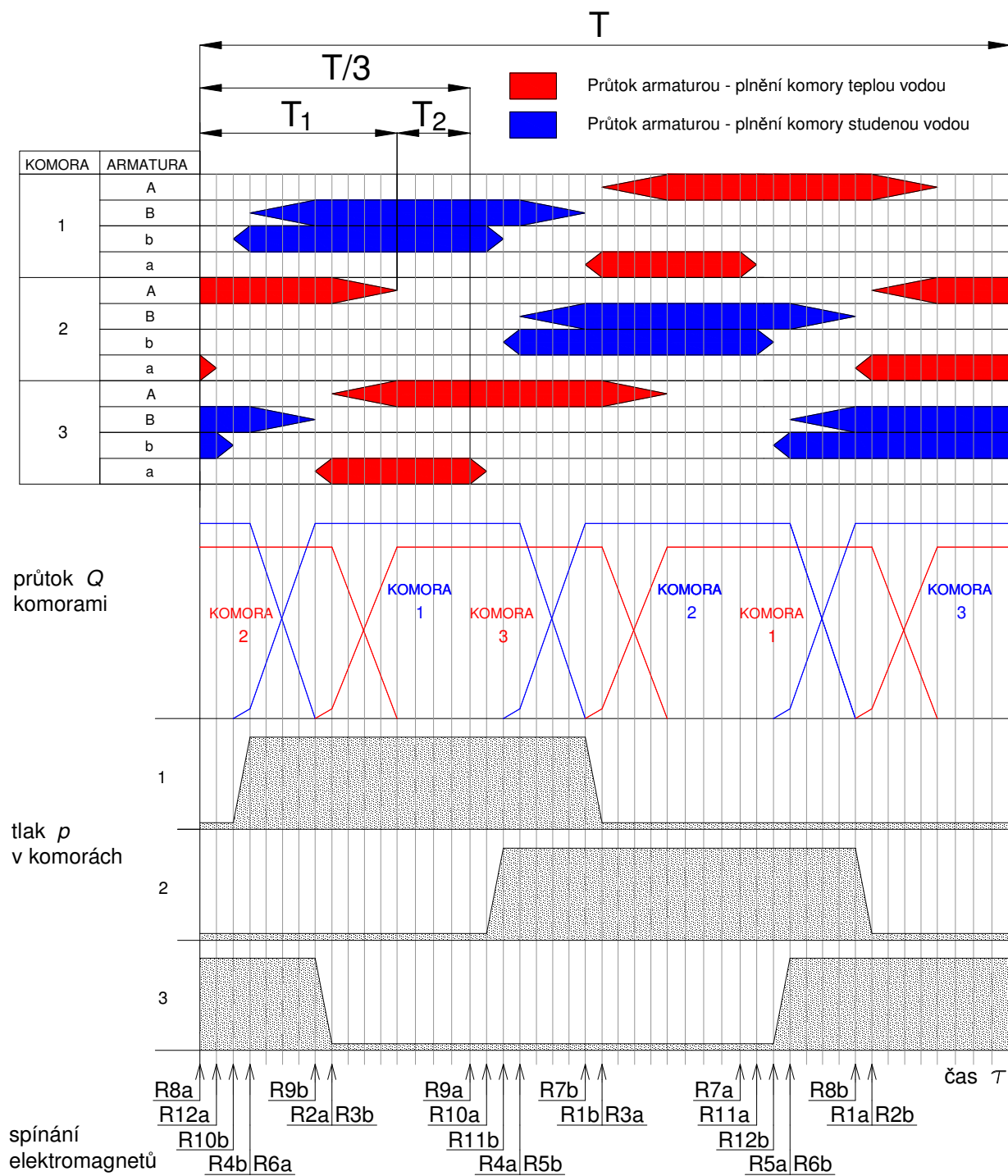
Objemový průtok zchlazovaného vzduchu:

$$Q_v = \frac{P_t}{Q_c} = \frac{10^7}{32576} = 307 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

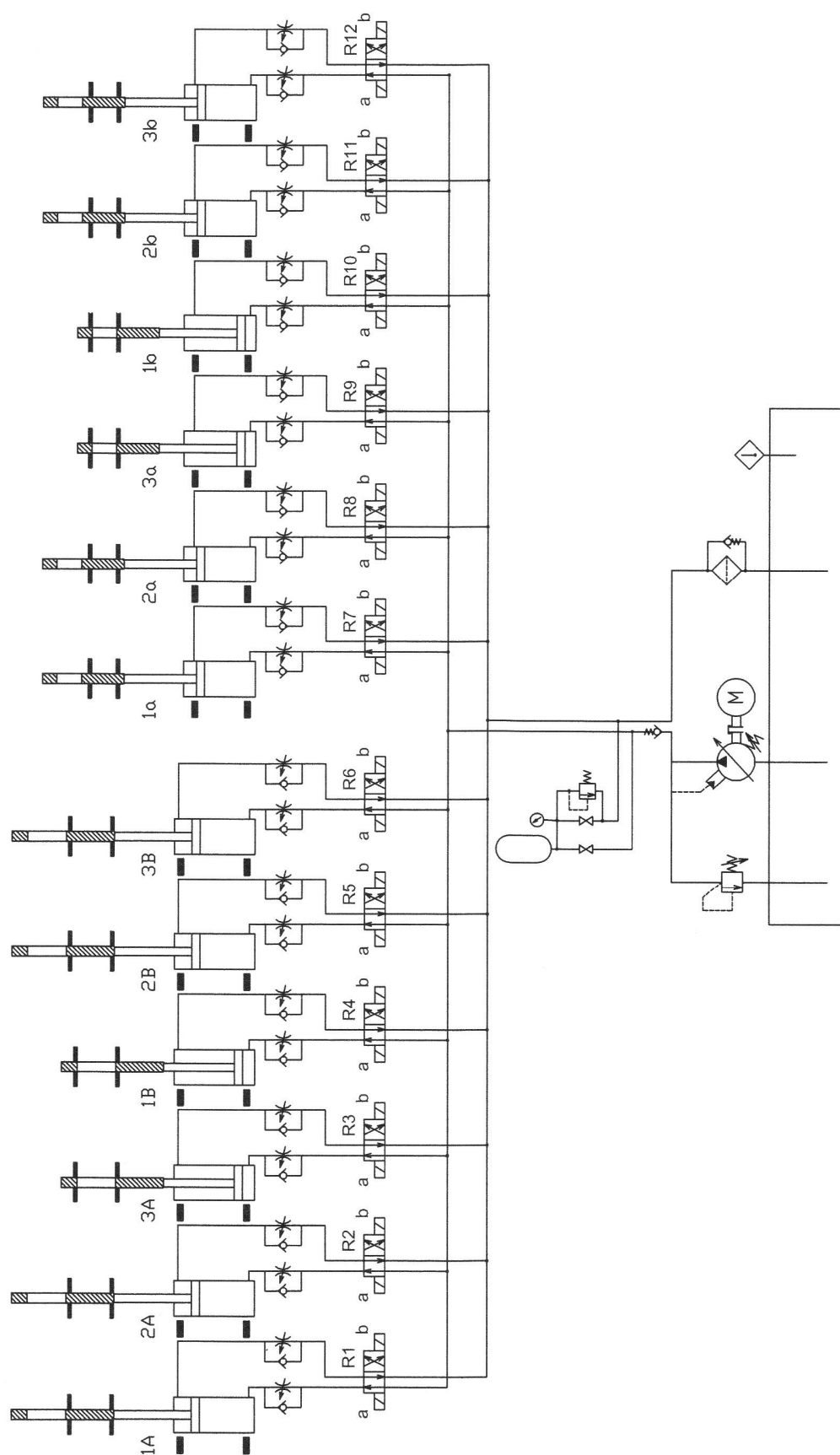
5 Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu

5.1 Verze č.1

V první verzi hydraulického obvodu (obr. 5.2) sestaveného na základě navrženého časového diagramu č.1 (obr. 5.1) je jako zdroj tlaku použit regulační lamelový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak a akumulátor malého objemu. Vysouvání a zasouvání pístnic přímočarých hydromotorů resp. přestavování armatur „A“ a „B“ probíhá současně vždy v páru „A“ - „A“ a „B“ - „B“, a to u komory která se odstavuje z provozu a u komory která najíždí do provozu. Pro docílení synchronního chodu u armatur přestavujících současně je použito škrcení průtoku kapaliny na vstupu do přímočarých hydromotorů. Armatury „a“ a „b“ přejíždí samostatně. Rychlost přestavování u armatur větších světlostí je seřízená škrtícími ventily na vstupu kapaliny do přímočarých hydromotorů, a u armatur menších světlostí škrtícími ventily na výstupu kapaliny z přímočarých hydromotorů. Přestavování přímočarých hydromotorů zajišťují dvoupolohové čtyřcestné rozváděče ovládané elektromagnety. Přepínání elektromagnetů je podmíněno docílením koncových poloh přímočarých hydromotorů.



Obr. 5.1 Časový diagram verze č.1



Obr. 5.2 Hydraulické schéma verze č.1

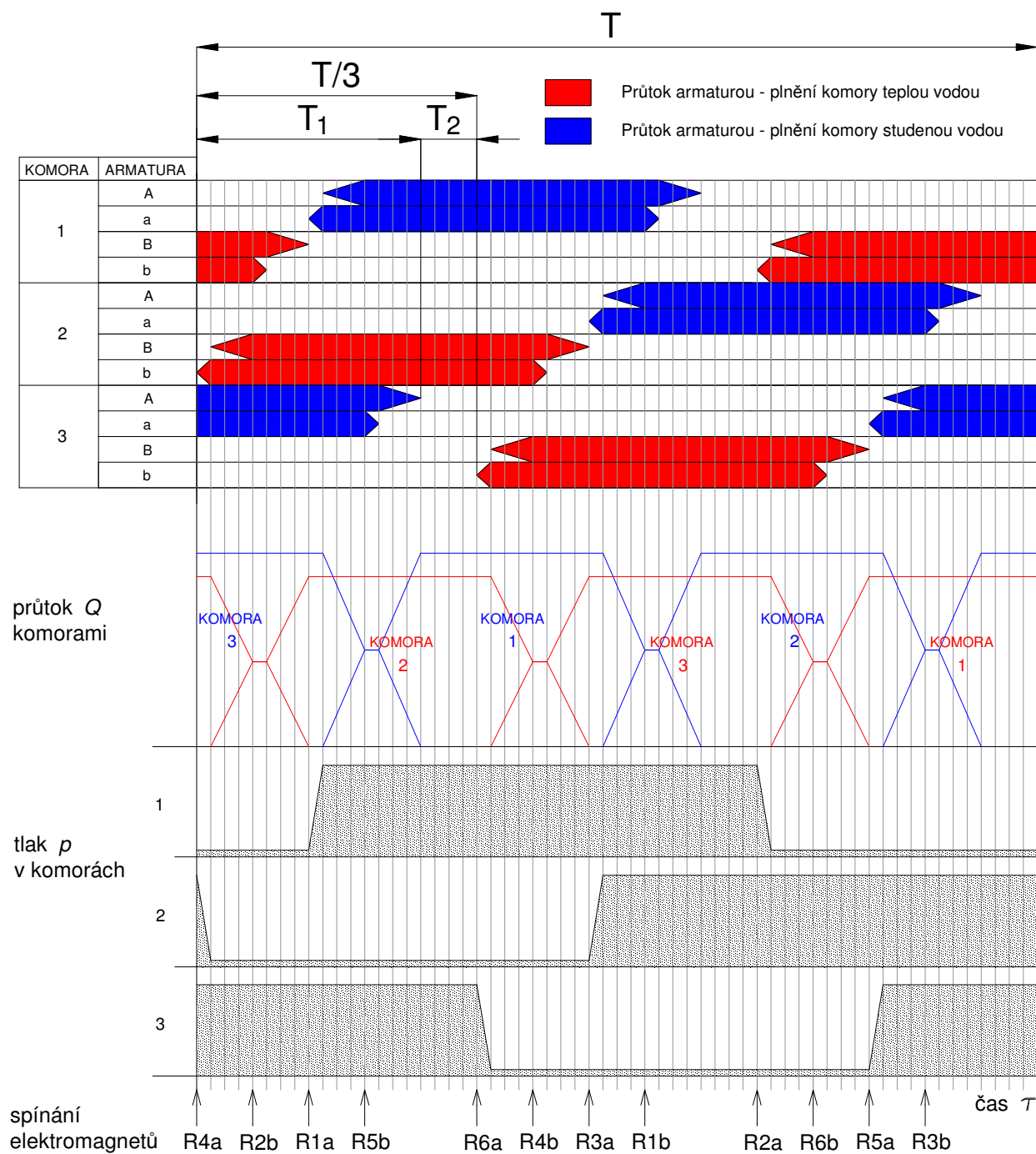
5.2 Verze č.2

Ve druhé verzi hydraulického obvodu (obr. 5.4) sestaveného na základě navrženého časového diagramu č.2 (obr. 5.3) je jako zdroj tlaku použit akumulátor, který je doplňován zubovým hydrogenerátorem. Jeho doplňování podle tlaku zajišťuje odpojovací ventil. Rozvaděč použít hydraulickou kapalinu na přímočaré hydromotory armatur „A“ a „a“ nebo na „B“ a „b“ na dané komoře současně. Nejdříve dojde vysunutím nebo zasunutím pístnice přímočarého hydromotoru k přestavení armatury malé světlosti z důvodů nižší potřebné síly. Poté dojde vysunutím nebo zasunutím pístnice přímočarého hydromotoru k přestavení armatury větší světlosti, kde stačí menší síla. Přímočaré hydromotory armatur větších světlostí jsou opatřeny koncovou polohou. Rychlost přestavování u armatur větší světlosti je seřízená škrtícími ventily na výstupech kapaliny z přímočarých hydromotorů, přímočaré hydromotory armatur menších světlosti jsou bez regulace rychlosti. Přestavování přímočarých hydromotorů zajišťují dvoupolohové čtyřcestné rozvaděče ovládané elektromagnety. Přepínání elektromagnetů je podmíněno docílením koncových poloh přímočarých hydromotorů armatur větších světlostí.

Výhody:

- Poloviční počet rozvaděčů oproti verzi č.1.
- Poloviční počet snímačů polohy oproti verzi č.1.
- Odpadá nevýhoda verze č.1, nepřesnost docílení synchronního chodu pohonů 2 – 5 % škrcením na vstupu kapaliny do přímočarých hydromotorů, což by mohlo mít u verze č.1 za následek vznik vyššího hydraulického rázu.

Z důvodů výše uvedených výhod volím verzi č.2, pro kterou provedu výpočet a specifikaci prvků.



Obr. 5.3 Časový diagram verze č.2

6 Vypočet hydraulického obvodu verze č.2

6.1 Síly potřebné k přestavení šoupátek

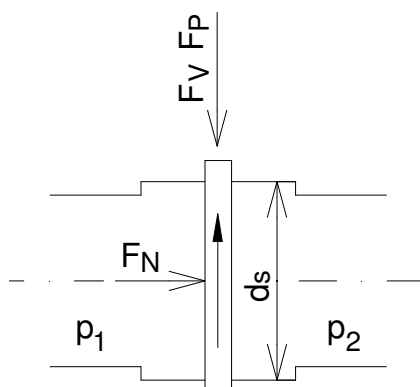
6.1.1 Otevírání šoupátka DN40 - vyrovnávání tlaku

Síla působící na zavřenou desku šoupátka (od rozdílných tlaků před jejich vyrovnáním):

$$F_N = \Delta p \cdot S = (p_1 - p_2) \cdot \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = (9,85 - 1,35) \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,046^2}{4} = 14126 \text{ N}$$

tlak $p_1 = 9,85 \text{ MPa}$ (výpočet viz p_{skut} v kap 4.3.1)

tlak p_2 sekundárního okruhu v dávkovači volím $1,35 \text{ MPa}$.



Obr. 6.1 Působení tlaků a sil při otevírání šoupátka DN 40

Sílu od změny hybnosti proudící kapaliny a sílu od rozdílů tlaků na místní ztrátě během přestavování desky šoupátka vzhledem k malé světlosti armatury resp. malým hodnotám zanedbávám.

Složka třecí síly od tlaku vody:

$$F_v = F_N \cdot f = 14126 \cdot 0,18 = 2543 \text{ N}$$

(součinitel smykového tření pro ocel-bronz je 0,18)

Složka třecí síly od pasivních odporů volím:

$$F_p = 300 \text{ N}$$

Celková třecí síla působící proti otevírání šoupátka DN 40:

$$F_{z1} = F_v + F_p = 2543 + 300 = 2843 \text{ N}$$

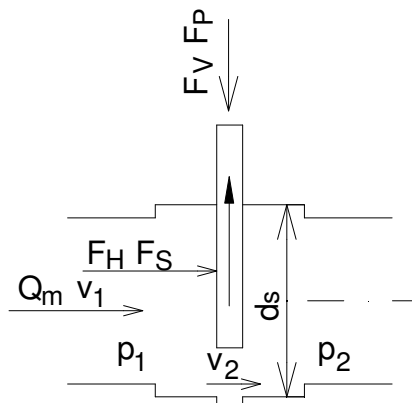
6.1.2 Zavírání šoupátka DN 40

Při zavírání šoupátka působí pouze složka třecí síly od pasivních odporů, protože tlaky z obou stran desky jsou vyrovnané.

Celková třecí síla působící proti zavírání šoupátka DN 40:

$$F_{z2} = F_p = 300 \text{ N}$$

6.1.3 Otevírání a uzavření šoupátka DN 200



Obr. 6.2 Rozložení tlaků, rychlostí a sil při otevírání šoupátka DN 200

Síla působící na zavřenou desku šoupátka:

Před otevřením šoupátka DN 200 jsou tlaky díky otevřenému ochozovému šoupátku DN 40 z obou stran desky téměř stejné, proto lze sílu F_N , působící na zavřenou desku šoupátka od rozdílů tlaků, zanedbat.

Síla od změny hybnosti proudící kapaliny:

Proudící kapalina při přestavování desky šoupátka DN 200 působí na desku silou od změny hybnosti. Hmotnostní průtok se při pohybu desky mění přibližně úměrně velikosti průtočné plochy, a v čase plného otevření dosáhne poloviny celkového průtoku studené nebo teplé vody dávkovačem. Dle tab. 6.1 dosahuje síla od změny hybnosti nejvyšší hodnoty $F_H = 37 \text{ N}$ v polovině zdvihu. Pro další výpočty budu s touto silou počítat pro celou délku zdvihu.

Vzorce pro výpočty v tabulce 6.1:

$$F_H = Q_m \cdot (v_2 - v_1) \quad [N] \quad (6.1)$$

$$Q_m = \frac{Q_{m \max} \cdot A_p}{A_{p \max}} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.2)$$

$$v_1 = \frac{Q_m}{A_{p \max} \cdot 1000} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.3)$$

$$v_2 = \frac{Q_m}{1000 \cdot A_p} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.4)$$

	Zdvih desky	Prům. plocha	Hm. prům.	Rychlost	Rychlost	Síla na desku
	h [m]	A _p [m ²]	Q _m [kg.s ⁻¹]	v ₁ [m.s ⁻¹]	v ₂ [m.s ⁻¹]	F _H [N]
Zavřeno	0	0	0	0,00	0,00	0
	0,05	0,0061	13,3	0,42	2,18	23
	0,1	0,0157	34,3	1,09	2,18	37
	0,15	0,0253	55,2	1,76	2,18	23
Otevřeno	0,2	0,0314	68,5	2,18	2,18	0

Tab. 6.1 Síly působící na desku šoupátka od změny hybnosti

Síla od rozdílů tlaků na místní ztrátě:

Při proudění vody šoupátkem dochází k tlakovému spádu. Tento rozdíl tlaku působí na desku ve směru proudění a působí na desku silou F_s , kterou bude také nutné započítat. Vypočetl jsem průběh této síly v závislosti na poměrném otevření šoupátka a hodnoty uvedl do tab. 6.2. Nejvyšších hodnot $F_s = 33 \text{ N}$ dosahuje u $A_p / A_o = 0,2 - 0,3$. Do dalších výpočtu budu s touto silou počítat pro celou délku zdvihu. Ztrátový součinitel ζ byl odečten z obr. 3.10.

Vzorce pro výpočty v tabulce 6.2:

$$F_s = \Delta p \cdot A_d \quad [N] \quad (6.5)$$

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (6.6)$$

$$A_d = A_{p \max} - A_p \quad [m^2] \quad (6.7)$$

$$v = \frac{v_{\max} \cdot A_p}{A_o} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.8)$$

Poměr. otevření A_p/A_o	Zéta $\zeta [-]$	Průt. plocha $A_p [m^2]$	Rych. proudění $v_1 [m.s^{-1}]$	Rozdíl tlaků $\Delta p [Pa]$	Plocha desky $A_d [m^2]$	Síla na desku $F_s [N]$
0	-	0,0000	0,00	0	0,0314	0
0,1	40	0,0031	0,22	950	0,0283	27
0,2	14	0,0063	0,44	1331	0,0251	33
0,3	7	0,0094	0,65	1497	0,0220	33
0,4	3,4	0,0126	0,87	1293	0,0188	24
0,5	1,4	0,0157	1,09	832	0,0157	13
0,6	0,84	0,0188	1,31	719	0,0126	9
0,7	0,43	0,0220	1,53	501	0,0094	5
0,8	0,24	0,0251	1,74	365	0,0063	2
0,9	0,17	0,0283	1,96	327	0,0031	1
1	0,12	0,0314	2,18	285	0,0000	0

Tab. 6.2 Síly působící na desku šoupátka od rozdílů tlaků na místní ztrátě

Složka třecí síly od tlaku vody na desku šoupátka:

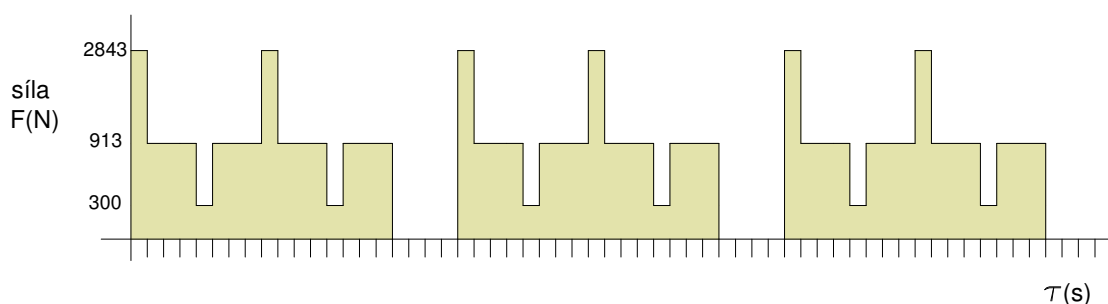
$$F_v = (F_H + F_s) \cdot f = 70 \cdot 0,18 = 13 \text{ N}$$

Složka třecí síly od pasivních odporů volím:

$$F_p = 900 \text{ N}$$

Celková třecí síla působící proti otevírání a zavírání šoupátka DN 200:

$$F_{z3} = F_{z4} = F_v + F_p = 13 + 900 = 913 \text{ N}$$



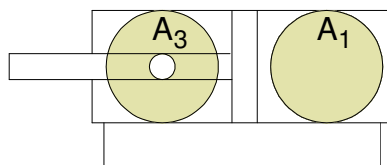
Obr. 6.3 Rozložení sil potřebných pro přestavení armatur na jednom pracovním cyklu T dávkovače

6.2 Volba hydromotorů pro pohony šoupátek

Pro šoupátko DN40 volím přímočarý hydromotor typ **Z100** od firmy **HEB Hydraulik-Elementebau**. Zvolený rozměr **25/12 – 46**.

Pro šoupátko DN200 volím přímočarý hydromotor typ **Z100** od firmy **HEB Hydraulik-Elementebau**. Zvolený rozměr **16/8 – 230**.

6.3 Objem hydraulické kapaliny při přestavení šoupátek



Obr. 6.4 Definování průřezů přímočarého hydromotoru

Šoupátko DN 40

Objem hydraulické kapaliny potřebné k zasunutí pístnice resp. otevření šoupátka:

$$V_{o-40} = A_3 \cdot h = 3,78 \cdot 10^{-4} \cdot 0,046 = 1,739 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,01739 \text{ dm}^3$$

Objem hydraulické kapaliny potřebné k vysunutí pístnice resp. uzavření šoupátka:

$$V_{z-40} = A_1 \cdot h = 4,91 \cdot 10^{-4} \cdot 0,046 = 2,259 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,02259 \text{ dm}^3$$

Šoupátko DN 200

Objem hydraulické kapaliny potřebné k zasunutí pístnice resp. otevření šoupátka:

$$V_{o-200} = A_3 \cdot h = 1,51 \cdot 10^{-4} \cdot 0,23 = 3,47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,0347 \text{ dm}^3$$

Objem hydraulické kapaliny potřebné k vysunutí pístnice resp. uzavření šoupátka:

$$V_{o-200} = A_1 \cdot h = 2,01 \cdot 10^{-4} \cdot 0,23 = 4,62 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,0462 \text{ dm}^3$$

6.4 Průtoky hydraulické kapaliny při přestavování šoupátek

Rychlost vysouvání a zasouvání pístnice bude nastavena na škrtkách ventilech před a za hydromotorem. Doba přestavení desky u šoupátka DN 40 - 1 s a u šoupátka DN 200 - 3 s.

6.4.1 Průtok hydraulické kapaliny při přestavování šoupátka DN 40

Průtok v tlakové větvi při zasouvání pístnice resp. při otevírání šoupátka, a ve vratné větvi při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$Q_{vo-40} = \frac{V_{o-40}}{\tau} = \frac{0,01739}{1} = 0,01739 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtok v tlakové větvi při vysouvání pístnice resp. při zavírání šoupátka, a ve vratné větvi při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$Q_{vz-40} = \frac{V_{z-40}}{\tau} = \frac{0,02259}{1} = 0,02259 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

6.4.2 Průtok hydraulické kapaliny při přestavování šoupátka DN 200

Průtok v tlakové větvi při zasouvání pístnice resp. při otevírání šoupátka, a ve vratné větvi při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$Q_{vo-200} = \frac{V_{o-200}}{\tau} = \frac{0,0347}{3} = 0,01157 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtok v tlakové větvi při vysouvání pístnice resp. při zavírání šoupátka, a ve vratné větvi při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$Q_{vz-200} = \frac{V_{z-200}}{\tau} = \frac{0,0462}{3} = 0,0154 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

6.5 Potrubí a hadice

Vedení a jeho tlakovou ztrátu budu řešit pouze od rozváděčů směrem k přímočarým hydromotorům. Potrubí od výtlaku hydrogenerátoru k akumulátoru a rozváděčům, stejně jako vratnou větev od rozváděče přes filtr předpokládám krátké, proto tyto ztráty zanedbávám.

Volím bezešvou ocelovou trubku typ **R 06 x 0,75** od firmy **PARKER**. Vnitřní průměr $4,5 \text{ mm}$. Délku trubky volím 3 m od rozváděče čerpadla k hydromotoru a 3 m zpět od hydromotoru k rozvaděči. Z důvodů předpokládaných vibrací budou ocelové potrubí a hydromotor propojeny pryžovou hadicí.

Volím hadici typ **SAE 100** od firmy **CHARVÁT**. Vnitřní průměr $4,8 \text{ mm}$. Duše je z oleji vzdorné pryže vyztužená úpletem z vysokopevnostního drátu. Délku hadice volím 2 m na vstup a 2 m na výstup hydromotoru.

6.5.1 Tlakové ztráty při přestavování šoupátka DN 40

Tlaková ztráta při proudění v trubce tlakové větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v trubce vratné větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$v_{to} = \frac{4 \cdot Q_{vo-40}}{\pi \cdot d_t^2} = \frac{4 \cdot 17,39 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0045^2} = 1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{to} \cdot d_t}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,0045}{30 \cdot 10^{-6}} = 165$$

$$\lambda_{to} = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{165} = 0,455$$

$$\Delta p = \frac{v_{to}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{to} \cdot \frac{l}{d_t} = \frac{1,1^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,455 \cdot \frac{3}{0,0045} = 199116 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v hadici tlakové větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v hadici vratné větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$v_{ho} = \frac{4 \cdot Q_{vo-40}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 17,39 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0048^2} = 0,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{ho} \cdot d_h}{\nu} = \frac{0,96 \cdot 0,0048}{30 \cdot 10^{-6}} = 154$$

$$\lambda_{ho} = \frac{100}{\text{Re}} = \frac{100}{154} = 0,649$$

$$\Delta p = \frac{v_{ho}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{ho} \cdot \frac{l}{d_h} = \frac{0,96^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,649 \cdot \frac{2}{0,0048} = 135200 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v trubce tlakové větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v trubce vratné větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$v_{tz} = \frac{4 \cdot Q_{vz-40}}{\pi \cdot d_t^2} = \frac{4 \cdot 22,59 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0045^2} = 1,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{tz} \cdot d_t}{\nu} = \frac{1,42 \cdot 0,0045}{30 \cdot 10^{-6}} = 213$$

$$\lambda_{tz} = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{213} = 0,352$$

$$\Delta p = \frac{v_{tz}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{tz} \cdot \frac{l}{d_t} = \frac{1,42^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,352 \cdot \frac{3}{0,0045} = 256700 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v hadici tlakové větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v hadici vratné větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$v_{hz} = \frac{4 \cdot Q_{vz-40}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 22,59 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0048^2} = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{hz} \cdot d_h}{\nu} = \frac{1,25 \cdot 0,0048}{30 \cdot 10^{-6}} = 200$$

$$\lambda_{hz} = \frac{100}{\text{Re}} = \frac{100}{200} = 0,5$$

$$\Delta p = \frac{v_{hz}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{hz} \cdot \frac{l}{d_h} = \frac{1,25^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{0,0048} = 176595 \text{ Pa}$$

6.5.2 Tlakové ztráty při přestavování šoupátka DN 200

Tlaková ztráta při proudění v trubce tlakové větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v trubce vratné větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$v_{to} = \frac{4 \cdot Q_{vo-200}}{\pi \cdot d_t^2} = \frac{4 \cdot 11,57 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0045^2} = 0,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{to} \cdot d_t}{\nu} = \frac{0,73 \cdot 0,0045}{30 \cdot 10^{-6}} = 110$$

$$\lambda_{to} = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{110} = 0,682$$

$$\Delta p = \frac{v_{to}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{to} \cdot \frac{l}{d_t} = \frac{0,73^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,682 \cdot \frac{3}{0,0045} = 131443 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v hadici tlakové větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v hadici vratné větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka:

$$v_{ho} = \frac{4 \cdot Q_{vo-200}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 11,57 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0048^2} = 0,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{ho} \cdot d_h}{\nu} = \frac{0,64 \cdot 0,0048}{30 \cdot 10^{-6}} = 102$$

$$\lambda_{ho} = \frac{100}{\text{Re}} = \frac{100}{102} = 0,971$$

$$\Delta p = \frac{v_{ho}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{ho} \cdot \frac{l}{d_h} = \frac{0,64^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,971 \cdot \frac{2}{0,0048} = 89902 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v trubce tlakové větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v trubce vratné větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$v_{tz} = \frac{4 \cdot Q_{vz-200}}{\pi \cdot d_t^2} = \frac{4 \cdot 15,4 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0045^2} = 0,97 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{tz} \cdot d_t}{\nu} = \frac{0,97 \cdot 0,0045}{30 \cdot 10^{-6}} = 146$$

$$\lambda_{tz} = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{146} = 0,514$$

$$\Delta p = \frac{v_{tz}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{tz} \cdot \frac{l}{d_t} = \frac{0,97^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,514 \cdot \frac{3}{0,0045} = 174910 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta při proudění v hadici tlakové větve při vysouvání pístnice hydromotoru resp. při zavírání šoupátka. Tlaková ztráta při proudění v hadici vratné větve při zasouvání pístnice hydromotoru resp. při otevírání šoupátka:

$$v_{hz} = \frac{4 \cdot Q_{vz-200}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 15,4 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 0,0048^2} = 0,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Re} = \frac{v_{hz} \cdot d_h}{\nu} = \frac{0,85 \cdot 0,0048}{30 \cdot 10^{-6}} = 136$$

$$\lambda_{hz} = \frac{100}{\text{Re}} = \frac{100}{136} = 0,735$$

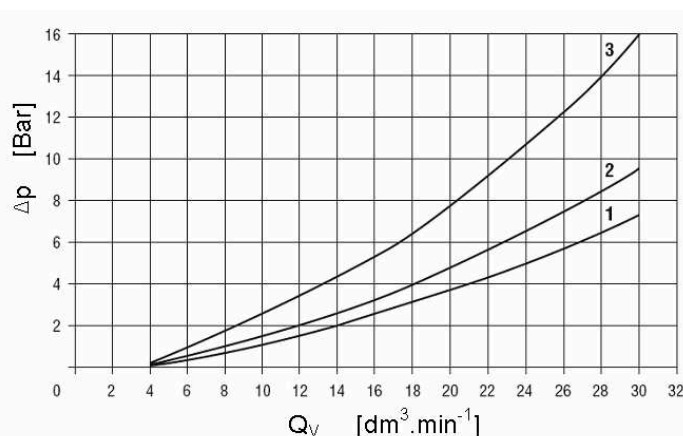
$$\Delta p = \frac{v_{hz}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \lambda_{hz} \cdot \frac{l}{d_h} = \frac{0,85^2 \cdot 1085}{2} \cdot 0,735 \cdot \frac{2}{0,0048} = 120036 \text{ Pa}$$

	Tlaková ztráta v hydraulickém vedení (potrubí, hadice) Δp_p [Pa]			
	Větev tlaková otevírání šoupátka, vratná zavírání šoupátka DN 40	Větev tlaková zavírání šoupátka, vratná otevírání šoupátka DN 40	Větev tlaková otevírání šoupátka, vratná zavírání šoupátka DN 200	Větev tlaková zavírání šoupátka, vratná otevírání šoupátka DN 200
Trubka	199116	256700	131443	174910
Hadice	135200	176595	89902	120036
Suma	334316	433295	221345	294946

Tab. 6.3 Tlakové ztráty při průtoku hydraulické kapaliny hadicí a trubkou

6.6 Rozváděč

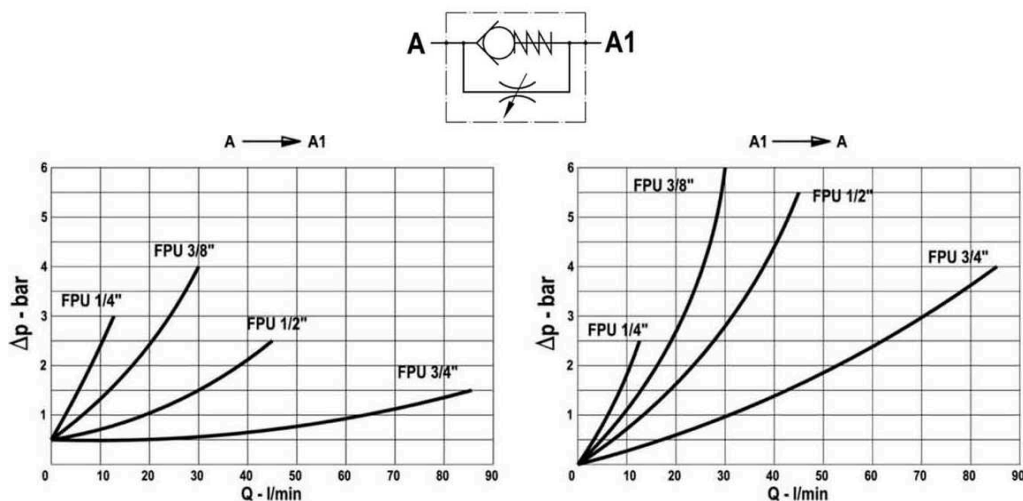
Volím čtyřcestný dvoupolohový rozváděč typ **NG04 WL-4 F** od firmy **KRACHT**. Vzhledem k nízkému průtoku hydraulické kapaliny menšímu než $2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ tlakové ztráty Δp_r ve směru P-A i B-T zanedbávám. Pro daný typ rozváděče platí křivka č.2 (obr. 6.5).



Obr. 6.5 Δp - Q_v charakteristika rozváděče NG04 [30]

6.7 Jednosměrný ventil

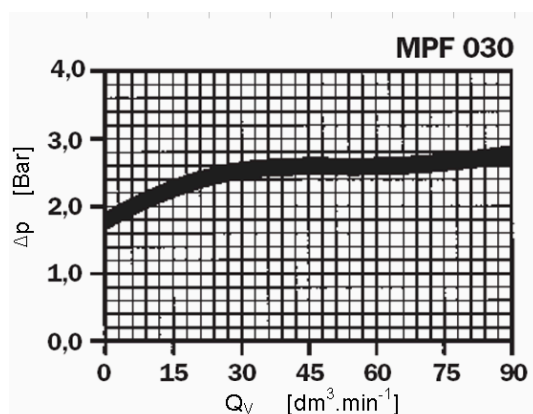
Volím jednosměrné škrťací ventily s obtokem typ **FPU 1/4"** od firmy **HYDROMA**. Ventily budou umístěny tak, aby škrťaly průtok na výstupu z hydromotoru. Na vstupu do hydromotoru bude kapalina proudit obtokem, jehož tlaková ztráta činí $\Delta p_o = 60 \text{ kPa}$ (viz Δp - Q_v charakteristika na obr. 6.6).



Obr. 6.6 Δp - Q_V charakteristiky škrťacího ventilu s obtokem typ FPU 1/4" [31]

6.8 Filtr

Volím filtr typ **MPF 030** – A10 od firmy **MP FILTRI**. Filtrační schopnost $10\mu m$ a $\beta_{10} = 200$. Dimenzováno na průtok $Q_v = 24\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Filtr je doplněn obtokem který otevírá při $\Delta p_f = 0,16\text{ MPa}$ (obr. 6.7).



Obr. 6.7 Δp - Q_V charakteristika filtru typ MPF 030 – A10 [32]

6.9 Návrh akumulátoru

6.9.1 Tlaky potřebné na výstupu z akumulátoru k přestavení desky šoupátka

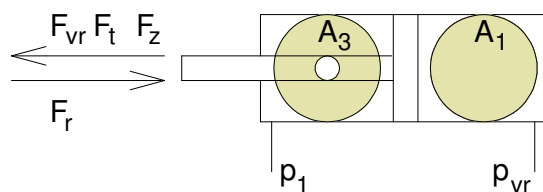
Nejprve provedu výpočet tlaků na výstupu z akumulátoru, potřebných k přestavení šoupátka a dle nejvyššího vypočteného tlaku určím pracovní tlak akumulátoru. U přestavování, kde budou stačit nižší tlaky než bude pracovní tlak v akumulátoru, se seřídí požadovaná rychlost přestavení u pohonu šoupátek DN 200 škrťacím ventilem na výstupu z hydromotoru.

Výpočet tlaku na vstupu do akumulátoru vypočtu z rovnovážné silové rovnice. Při přestavování hydromotoru působí proti přestavné síle $F_r = p_1 \cdot A_3$ síla F_z od zátěže (šoupátka), síla F_t od třecích odporů na hydromotoru (zanedbávám) a síla od hydraulických ztrát ve vratné větvi $F_{vr} = \Delta p_{vr} \cdot A_1$. Do těchto ztrát patří ztráta na škrťicím ventilu Δp_{sv} (nebude započítáváno, k seřízení škrťicího ventilu dojde až při zkušebnímu provozu zařízení), tlakové ztráty ve vedení (hadice, potrubí) Δp_p , ztráta na rozvaděči Δp_r (vzhledem k průtokové charakteristice na obr. 6.5 zanedbávám) a ztráta na vratném filtru Δp_f (počítám s tlakem, při kterém otevírá obtok filtru).

Pro zjištění tlaku na výstupu z akumulátoru připočítám ještě hydraulické ztráty v tlakovém vedení Δp_{tl} . Do těchto ztrát patří ztráta na obtoku škrťicího ventilu Δp_o , tlakové ztráty v hadici a v potrubí Δp_p a ztráta na rozvaděči Δp_r (zanedbávám).

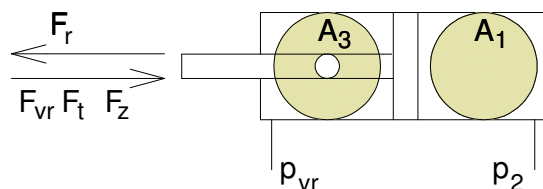
Rovnovážná rovnice pro zasouvání pístu:

$$p_1 \cdot A_3 = F_z + F_t + \Delta p_{vr} \cdot A_1 \quad [N] \quad (6.9)$$



Rovnovážná rovnice pro vysouvání pístu:

$$p_2 \cdot A_1 = F_z + F_t + \Delta p_{vr} \cdot A_3 \quad [N] \quad (6.10)$$



Přestavování šoupátka DN 40

Tlak potřebný k zasunutí pístnice resp. k otevření šoupátka:

$$p_1 = \frac{F_{z1} + \Delta p_{vr} \cdot A_1}{A_3} + \Delta p_{tl} = \frac{F_{z1} + (\Delta p_p + \Delta p_f) \cdot A_1}{A_3} + \Delta p_o + \Delta p_p =$$
$$= \frac{2843 + (433295 + 160000) \cdot 4,91 \cdot 10^{-4}}{3,78 \cdot 10^{-4}} + 60000 + 334316 = 8,686 \text{ MPa}$$

Tlak potřebný k vysunutí pístnice resp. k uzavření šoupátka:

$$p_2 = \frac{F_{z2} + \Delta p_{vr} \cdot A_3}{A_1} + \Delta p_{tl} = \frac{F_{z2} + (\Delta p_p + \Delta p_f) \cdot A_3}{A_1} + \Delta p_o + \Delta p_p =$$
$$= \frac{300 + (334316 + 160000) \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}}{4,91 \cdot 10^{-4}} + 60000 + 433295 = 1,485 \text{ MPa}$$

Přestavování šoupátka DN200

Tlak potřebný k zasunutí pístnice resp. k otevření šoupátka:

$$p_1 = \frac{F_{z3} + \Delta p_{vr} \cdot A_1}{A_3} + \Delta p_{tl} = \frac{F_{z3} + (\Delta p_p + \Delta p_f) \cdot A_1}{A_3} + \Delta p_o + \Delta p_p =$$
$$= \frac{913 + (294946 + 160000) \cdot 2,01 \cdot 10^{-4}}{1,51 \cdot 10^{-4}} + 60000 + 221345 = 6,933 \text{ MPa}$$

Tlak potřebný k vysunutí pístnice resp. k uzavření šoupátka:

$$p_2 = \frac{F_{z4} + \Delta p_{vr} \cdot A_3}{A_1} + \Delta p_{tl} = \frac{F_{z4} + (\Delta p_p + \Delta p_f) \cdot A_3}{A_1} + \Delta p_o + \Delta p_p =$$
$$= \frac{913 + (221345 + 160000) \cdot 1,51 \cdot 10^{-4}}{2,01 \cdot 10^{-4}} + 60000 + 294946 = 5,184 \text{ MPa}$$

6.9.2 Výpočet potřebného objemu hydraulické kapaliny pro jeden cyklus T₁+T₂

Objem hydraulické kapaliny pro zasouvání pístnic 25/12 – 46 a 16/8 – 230:

$$V_o = V_{o-40} + V_{o-200} = 0,01739 + 0,0347 = 0,05209 \text{ dm}^3$$

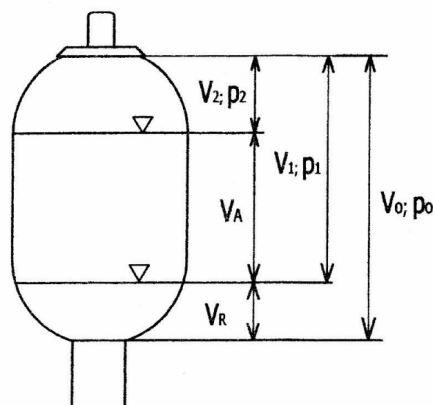
Objem hydraulické kapaliny pro vysouvání pístnic 25/12 – 46 a 16/8 – 230:

$$V_z = V_{z-40} + V_{z-200} = 0,02259 + 0,0462 = 0,06879 \text{ dm}^3$$

Celkový objem:

$$V_c = 2 \cdot (V_o + V_z) = 2 \cdot (0,05209 + 0,06879) = 0,24176 \text{ dm}^3$$

6.9.3 Výpočet akumulátorů



Obr. 6.8 Označení stavových veličin v akumulátoru [6]

Dle nejvyššího vypočteného tlaku $p_1 = 8,686 \text{ MPa}$ v kap. 6.9.1 volím pro výpočet akumulátoru tyto hodnoty tlaku:

$$p_1 = 8,8 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 10,2 \text{ MPa}$$

Dle vypočteného celkového objemu hydraulické kapaliny $V_c = 0,24176 \text{ dm}^3$ v kap. 6.9.2 volím využitelný objem kapaliny v akumulátoru:

$$V_A = 0,24 \text{ dm}^3$$

Výpočet:

$$p \cdot V^n = \text{konst.} \quad (\text{předpokládám polytropickou změnu, volím } n = 1,2)$$

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n$$

$$p_1 (V_2 + V_A)^n = p_2 V_2^n$$

$$V_2 + V_A = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_2$$

$$V_A = V_2 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} = \frac{0,24}{\left(\frac{10,2}{8,8}\right)^{\frac{1}{1,2}} - 1} = 1,83 \text{ dm}^3$$

$$V_1 = V_2 + V_A = 1,83 + 0,24 = 2,07 \text{ dm}^3$$

Celkový objem akumulátoru:

$$V_0 = V_1 + V_R = 2,07 + 0,4 = 2,47 \text{ dm}^3$$

Volím membránový akumulátor $V_0 = 2,5 \text{ dm}^3$ typ **LAV 2.5** od firmy **HYDROMA**.

Výpočet plnicího tlaku:

$$p_0 \cdot V_0^n = p_1 \cdot V_1^n \quad (\text{předpokládám izotermickou změnu kde } n = 1)$$

$$p_0 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_0} = \frac{8,8 \cdot 2,07}{2,5} = 7,29 \text{ MPa}$$

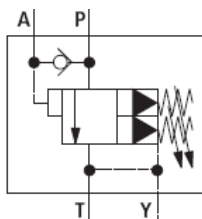
6.10 Hydrogenerátor

Volím zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením typ **AZPB-22-1** od firmy **BOSCH REXROTH**. Geometrický objem $V_G = 1 \text{ cm}^3$

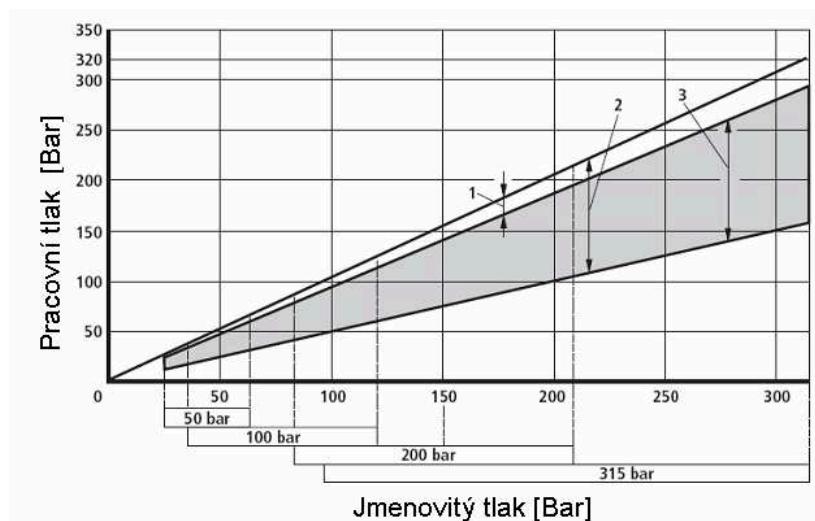
6.11 Tlakový odpojovací ventil

Volím odpojovací ventil typ **DA 10-FS** od firmy **BOSCH REXROTH**.

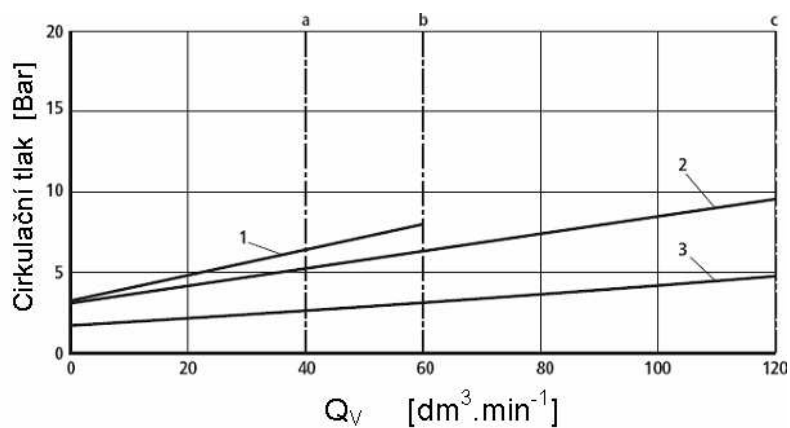
Na obr. 6.10 je zobrazen spínací a odpojovací rozdíl tlaku ($P \rightarrow A$). 1 - minimální spínací tlakový rozdíl, 2 - maximální spínací tlakový rozdíl, 3 - rozsah nastavení spínacího tlaku. Na obr. 6.11 je cirkulační tlak v závislosti na průtoku Q_v ($P \rightarrow T$). Pro vybraný typ platí křivka 3 a pro omezení max. průtoku čerchovaná čára c .



Obr. 6.9 Hydraulická značka odpojovacího ventilu typ DA 10-FS [33]



Obr. 6.10 Spínací a odpojovací rozdíl tlaku ($P \rightarrow A$), rozsah nastavení spínacího tlaku [33]



Obr. 6.11 Cirkulační tlak v závislosti na průtoku Q_V ($P \rightarrow T$) [33]

6.12 Výpočet chlazení

Výpočet rychlosti přestavování hydromotoru 25/12 – 46:

$$v_{40} = \frac{h}{\tau} = \frac{0,046}{1} = 0,046 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet rychlosti přestavování hydromotoru 16/8 – 230:

$$v_{200} = \frac{h}{\tau} = \frac{0,23}{3} = 0,077 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průběh mechanických výkonů v časových intervalech:

$$P_{m1} = F_{z1} \cdot v_{40} = 2843 \cdot 0,046 = 130,8 \text{ W}$$

$$P_{m2} = F_{z3} \cdot v_{200} = 913 \cdot 0,077 = 70,3 \text{ W}$$

$$P_{m3} = F_{z2} \cdot v_{40} = 300 \cdot 0,046 = 13,8 \text{ W}$$

$$P_{m4} = F_{z4} \cdot v_{200} = 913 \cdot 0,077 = 70,3 \text{ W}$$

Výpočet ekvivalentního mechanického výkonu v jednom pracovním cyklu T_1+T_2 :

$$P_{mEKV} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{m1}^2 \cdot \tau_1 + P_{m2}^2 \cdot \tau_2 + P_{m3}^2 \cdot \tau_3 + P_{m4}^2 \cdot \tau_4) + P_{m5}^2 \cdot \tau_5}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot (130,8^2 \cdot 1 + 70,3^2 \cdot 3 + 13,8^2 \cdot 1 + 70,3^2 \cdot 3) + 0}{2 \cdot (1 + 3 + 1 + 3) + 4}} = 69 \text{ W}$$

Mechanický příkon na hřídeli hydrogenerátoru při doplňování kapaliny do akumulátoru:

$$P_1 = \Delta p_1 \cdot Q_v \cdot \frac{1}{\eta_{CG}} = \Delta p_1 \cdot V_G \cdot n_{hg} \cdot \frac{1}{\eta_{CG}} = 9,5 \cdot 10^6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1355}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 268 \text{ W}$$

kde: Δp_1 je střední pracovní tlak akumulátoru

Mechanický příkon na hřídeli hydrogenerátoru v době, kdy je odpojovací ventil otevřen do nádrže:

$$P_2 = \Delta p_2 \cdot Q_v \cdot \frac{1}{\eta_{CG}} = (\Delta p_{ov} + \Delta p_f) \cdot V_G \cdot n_{hg} \cdot \frac{1}{\eta_{CG}} = (0,2 + 0,16) \cdot 10^6 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1355}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 10 \text{ W}$$

kde: Δp_{ov} je tlaková ztráta při proudění přes odpojovací ventil (obr.6.11)

Δp_f je tlaková ztráta vratném filtru

Čas potřebný k doplnění kapaliny do akumulátoru spotřebované v jednom cyklu T_1+T_2 :

$$\tau_1 = \frac{V_c}{Q} = \frac{V_c}{V_G \cdot n_{hg}} = \frac{0,24}{0,001 \cdot \frac{1355}{60}} = 10,6 \text{ s}$$

Čas po který je odpojovací ventil otevřen do nádrže:

$$\tau_2 = 20 - \tau_1 = 20 - 10,6 = 9,4 \text{ s}$$

Výpočet ekvivalentního mechanického příkonu v jednom pracovním cyklu T_1+T_2 :

$$P_{EKV} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot \tau_1 + P_2^2 \cdot \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}} = \sqrt{\frac{268^2 \cdot 10,6 + 10^2 \cdot 9,4}{20}} = 195 \text{ W}$$

Účinnost hydraulického pohonu:

$$\eta_p = \frac{P_{m\ EKV}}{P_{EKV}} = \frac{69}{195} = 0,35$$

Ztrátový výkon:

$$P_z = P_{EKV} - P_{m\ EKV} = 195 - 69 = 126\ W$$

Výpočet ustálené teploty:

$$t_u = t_0 + \frac{P_z}{k_n \cdot S_n} = 23 + \frac{126}{10 \cdot 0,5} = 23 + 25,2 = 48,2\ ^\circ\text{C}$$

kde:

$k_n = 10\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ je zvolený součinitel prostupu tepla nádrže

Není potřeba chladit!

6.13 *Elektromotor*

Volím trojfázový nízkonapěťový asynchronní motor typ **1MA7 073** od firmy SIEMENS. Jmenovitý výkon 0,37 kW. Jmenovité otáčky $1355\ \text{min}^{-1}$. Motor je v zajištěném provedení **EEx e II**.

6.14 *Pojistný ventil*

Volím přímo řízený pojistný ventil typ **DBT** od firmy **BOSCH REXROTH**. Velikost 6 mm, maximální průtok $3\ \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak 31,5 MPa. Nastavený tlak bude 12 MPa.

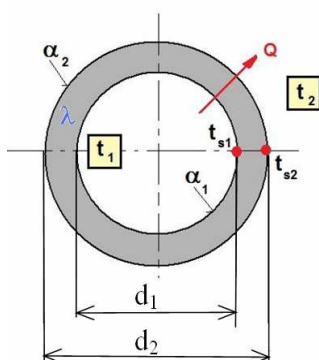
6.15 *Hydraulická kapalina*

Vzhledem k provozní teplotě a použití v dole volím těžkozápálnou a ekologicky rychle odbouratelnou hydraulickou kapalinu HFC typ **HYDROTHERM 46 M** od firmy **FUCHS**. Viskozitní třída ISO VG 46, viskozitní index 200, hustota $\rho_o = 1085\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

7 Výpočet izolace potrubí

Tepelně izolováno bude pouze potrubí dopravující studenou vodu do dolu. Výpočet bude proveden pro letní období. Teplotu v jámě budu předpokládat konstantní $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Oteplení studené vody na konci izolovaného potrubí předpokládám nízké, proto budu počítat s konstantní teplotou $t_1 = 1,5^\circ\text{C}$. Rychlost proudění vzduchu volím na povrchu $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, v jámě $6\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a v dole $4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

7.1 Neizolované potrubí



Obr. 7.1 Průřez potrubím - jednoduchá stěna [9]

Součinitel přestupu tepla α_1 na vnitřní straně trubky se vypočte z kritériální rovnice:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [1] \quad (7.1)$$

kde:

Nusseltovo číslo: Reynoldsovo číslo: Prandtlovo číslo:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad Pr = \frac{\nu}{a} \quad [1] \quad (7.2)$$

Teplotní vodivost:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.3)$$

Po úpravě:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{v \cdot d_1}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_1} \right)^{0,4} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.4)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na vnější straně trubky se vypočte z kritériální rovnice:

$$Nu = 0,035 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad [1] \quad (7.5)$$

Po úpravě:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_2} \cdot 0,035 \cdot \left(\frac{v \cdot d_2}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_2} \right)^{0,33} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.6)$$

Součinitel prostupu tepla jednoduchou válcovou stěnou:

$$k_\phi = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (7.7)$$

Ztrátový tepelný výkon:

$$P_z = k_\phi \cdot l(t_1 - t_2) \quad [W] \quad (7.8)$$

Pro velké množství výpočtu, z důvodů členitosti potrubí, jsem použil program Excel. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tab. 7.1.

Úsek	Délka	Potrubí	α_1	α_2	k_ϕ	P_z
	[m]		$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$		$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	[W]
potrubí k jámě	150	TR 273x6,3	4292	11	9,82	41979
I úsek v jámě	380	TR 273x6,3	4292	28	23,51	254574
II úsek v jámě	310	TR 273x10	4530	28	23,46	207267
III úsek v jámě	310	TR 273x14	4799	28	23,41	206804
od jámy k dávkovači	100	TR 273x14	4799	20	16,99	48424
celá trasa	1250					759048

Tab. 7.1 Tabulka vypočtených ztrátových tepelných výkonů neizolovaného potrubí

Teplotní rozdíl mezi teplotou vody na výstupu z chladicího zařízení a vstupem na dávkovač:

$$P_z = Q_m \cdot c_v \cdot \Delta t \Rightarrow \Delta t = \frac{P_z}{Q_m \cdot c_v} = \frac{759048}{137 \cdot 4186} = 1,324 \text{ } ^\circ C$$

7.2 Izolované potrubí

Pro izolaci potrubí jsem zvolil minerální vlnu obchodní označení **PAROC**. Nominální tloušťka izolace 30 mm. Vnější průměr je dle katalogu 336 mm [15]. Na izolaci volím ochranný pozinkovaný plech o síle 0,5 mm. Některé další izolační materiály a jejich měrnou tepelnou vodivost jsem uvedl v tab. 7.2.

Typy izolačního materiálu	λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Paroc	0.037
Izolace PE	0.039
Mirelon	0,040
Rockwool	0,034

Tab. 7.2 Přehled izolačních materiálů [15]

Součinitel prostupu tepla složenou válcovou stěnou:

$$k_{\phi} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_2^i}{d_1^i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}] \quad (7.9)$$

Pro velké množství výpočtu, z důvodů členitosti potrubí, jsem použil program Excel. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tab. 7.3.

Úsek	Délka	Potrubí	α_1	α_2	k_{ϕ}	P_z
	[m]		[W.m ⁻² .K ⁻¹]		[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	[W]
potrubí k jámě	150	TR 273x6,3	4292	11	1,025	4381
I úsek v jámě	380	TR 273x6,3	4292	28	1,078	11674
II úsek v jámě	310	TR 273x10	4530	28	1,078	9523
III úsek v jámě	310	TR 273x14	4799	28	1,078	9522
od jámy k dávkovači	100	TR 273x14	4799	20	1,063	3029
celá trasa	1250					38129

Tab. 7.3 Tabulka ztrátových tepelných výkonů izolovaného potrubí

Teplotní rozdíl mezi teplotou vody na výstupu z chladicího zařízení a vstupem na dávkovač:

$$P_z = Q_m \cdot c_v \cdot \Delta t \Rightarrow \Delta t = \frac{P_z}{Q_m \cdot c_v} = \frac{38129}{137 \cdot 4186} = 0,066 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Úspora výkonu resp. rozdíl ztrátového výkonu na neizolovaném a izolovaném potrubí je 721 kW.

8 Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval dopravou studené vody pro důlní klimatizaci. Část byla věnována teorii a část návrhu dopravního systému pro zadané parametry. V teoretické části byly popsány možnosti centrální klimatizace a porovnání jednotlivých variant. Detailně byl vysvětlen princip a možnosti použití komorového dávkovače při hydraulické dopravě. V návrhové části bylo ze zvolených a zadaných parametrů postupně navrženo potrubí pro dopravu vody primárního okruhu, hlavní parametry dávkovače včetně jeho armatur, charakteristika potrubí, navrženo odstředivé čerpadlo a další. Samostatnou kapitolou byl návrh časového diagramu práce tříkomorového dávkovače a návrh hydraulického obvodu dle tohoto diagramu jako pohonu armatur. Byly navrženy dvě verze a pro jednu byl proveden výpočet hydraulického obvodu včetně specifikace prvků. Na závěr byl proveden výpočet izolace potrubí dopravující studenou vodu do dolu. Práce obsahuje i další výpočty například tepelné přenosy v dávkovači nebo výpočet zchlazování vlhkého vzduchu v dole.

Závěrem je důležité zdůraznit, že tato práce byla čistě teoretická. Hodnoty pro výpočty byly z převážné části zvoleny. Při reálném návrhu by byl její obsah, vzhledem ke složitosti problému, daleko rozsáhlejší a pro výpočet by se vycházelo ze skutečných hodnot a potřeb. V praxi by se jistě výběr prvku posuzoval i z ekonomického hlediska.

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat prof. Ing. Jaroslavovi Janalíkovi, CSc. za laskavou pomoc a cenné připomínky, podněty a rady při tvorbě této diplomové práce.

Použitá literatura

- [1] BRUDNÍK, J. *Základy důlní klimatizace*. Praha: SNTL, 1985. 171 s.
- [2] CIHELKA, J. a kol. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Praha: SNTL, 1985. 648 s.
- [3] JANALÍK, J. *Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu*. Sborník VŠB-TU Ostrava 1990, č.1, článek 220.
- [4] JANALÍK, J. *Doprava studené vody pro centrální klimatizaci dolů*. Sborník VŠB-TU Ostrava 1991, č.1, článek 235.
- [5] JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-TUO, 2002. ISBN 80-248-0038-1
- [6] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [7] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2006. IBSN 80-7361-033-7
- [8] LANG, C.; STACHE, N. *Hydraulik von Rohrsystemen*. Institut für Hydromechanik Universität Karlsruhe, Duben 2010. URL: <http://www.ifh.uni-karlsruhe.de/lehre/rohrhydraulik/download.htm>
- [9] JANALÍK, J. *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*. Ostrava: VŠB-TUO, Listopad 2010. URL: <http://www.338.vsb.cz/PDF/putrubniahydrau.pdf>
- [10] *Nestacionární vedení tepla v tuhých tělesech*. ČVUT v Praze. Prosinec 2010. URL: <http://www.fsid.cvut.cz/cz/u218/pedagog/PREDMETY/3rocnik/PHTH/pdf/dostal/tepl o.pdf>
- [11] *Vzduchotechnika*. ČVUT v Praze. Leden 2011. URL: http://www.fce.vutbr.cz/TZB/rubinova.o/vzt_soubory/cvic02.pdf
- [12] *Aplikovaná termomechanika*. ČVUT v Praze. Leden 2011. URL: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-02.pdf>
- [13] *Přenos tepla a hmoty*. VŠB Ostrava. Leden 2011. URL: http://homel.vsb.cz/~mil04/Prenos_tepla_a_hmoty/Cvi%E8en%ED/Kritick%FD_polo m%ECr.pdf
- [14] CONVERTER. *Fyzikální tabulky*. Leden 2011. URL: <http://www.converter.cz/tabulky/index.htm>
- [15] TZB-info. *Tepelná ztráta potrubí s izolací kruhového průřezu*. Leden 2011. URL: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/44-tepelna-ztrata-potrubi-s-izolaci-kruhoveho-prurezu>

- [16] AZ KOMPRESORY. *Tlakový rosný bod a obsah vodních par*. Leden 2011. URL: <http://www.az-kompresory.cz/tlakovy-rosny-bod-a-obsah-vodnich-par.html>
- [17] AUDRY. *Chlazení trochu jinak – výroba technického sněhu*. Listopad 2010. URL: <http://www.arecosnow.cz/download/chlazení.pdf>
- [18] CRUSERVIS. *Klimatizace obecně*. Listopad 2010. URL: <http://www.cruservis.cz/provozovna.php?id=16>
- [19] ENERGY RECOVERY. *pressure exchanger*. Listopad 2010. URL: <http://www.energyrecovery.com/index.cfm>
- [20] HORNÍK, časopis OKD. *Havíři musí chladit po celý rok*. Číslo 2010/28. URL: http://www.okd.cz/dokums_casopis/h_2810_web_3763.pdf
- [21] HORNÍK, časopis OKD. *Jde především o zdraví lidí*. Číslo 2009/19. URL: http://www.okd.cz/dokums_casopis/hornik19_2730.pdf
- [22] SIEMAG-TECBERG. Leden 2011. URL: <http://www.siemag-tecberg.com/>
- [23] Katalog výrobků TŘINECKÉ ŽELEZÁRNY. Leden 2011. Dostupný z <http://www.trubky.cz/>
- [24] Katalog výrobků KSB. Březen 2011. Dostupný z <http://ksb.com/>
- [25] Katalog výrobků SIEMENS, Únor 2011, Dostupný z <http://www.elektromotory-siemens.cz/>
- [26] Katalog výrobků I.B.C.Praha. Leden 2011. Dostupný z <http://www.ibcp Praha.cz/>
- [27] Katalog výrobků HEB HYDRAULIK – ELEMENTEBAU. Leden 2011. Dostupný z <http://www.heb-zyl.com/>
- [28] Katalog výrobků PARKER HANNIFIN. Březen 2011. Dostupný z <http://www.kovaz.cz/hydraulicke-trubky/>
- [29] Katalog výrobků CHARVÁT. Únor 2011. Dostupný z <http://www.charvat-chs.cz/>
- [30] Katalog výrobků KRACHT. Únor 2011. Dostupný z <http://www.kracht.eu/>
- [31] Katalog výrobků HYDROMA. Únor 2011. Dostupný z <http://www.hydroma.cz>
- [32] Katalog výrobků HYDROCOM. Únor 2011. Dostupný z <http://www.hydrocom.cz>
- [33] Katalog výrobků BOSCH REXROTH. Únor 2011. Dostupný z <http://www.boschrexroth.com/>
- [34] Katalog výrobků PAROC. Leden 2011. Dostupný z <http://www.paroc.cz/>
- [35] Katalog výrobků FUCHS. Květen 2011. Dostupný z <http://www.hazmioil.cz/>
- [36] KSB EasySelect. Duben 2011. URL: <https://easysselect.ksb.com/camosHtml/camosHtmlServlet>

Seznam příloh:

- Příloha 1.* Datový list čerpadla Etanorm RG 200 - 500
- Příloha 2.* Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200 - 500
- Příloha 3.* Řez čerpadlem Etanorm RG 200 - 500
- Příloha 4.* Řez šoupákem S 38/S
- Příloha 5.* Řez jednosměrným mezipřírubovým ventilem WA - 001
- Příloha 6.* Tabulka podílů vodní páry v plynu při rosném bodě

Příloha 1. Datový list čerpadla Etanorm RG 200 – 500

Datový list



Pozice zákazníka č.:
Datum objednávky:
Objednávací číslo:
Množství: 1

Číslo:
Číslo položky: 100
Datum:
Strana: 1 / 2

Etanorm RG 200-500
Spirální čerpadlo procesní konstrukce

Verze č.:

Provozní údaje

Požadovaný hmotnostní průtok	137,00 kg/s	Aktuální průtok	494,38 m ³ /h
Požadovaná dopravní výška	90,36 m	Aktuální dopravní výška	90,43 m
Čerpané médium	voda čistá voda Materiály bez chemického a mechanického namáhání	Účinnost	79,0 %
Teplota dopravovaného média	20,0 °C	Potřebný výkon	153,78 kW
Hustota dopravovaného média	998 kg/m ³	Otáčky čerpadla	1490 rpm
Viskozita dopravovaného média	1,00 mm ² /s	NPSH se vyžaduje	4,54 m
Sací tlak max.	0,00 bar.g	Dovolený pracovní tlak	10,00 bar.g
Nátokový tlak min.	0,00 bar.g	Výstupní tlak	8,85 bar.g
NPSH aktuální	9,98 m		
Hodnota hmotnostního průtoku	137,05 kg/s	Min. povolený hmotnostní průtok	52,76 kg/s
Max. výkon pro křivku	214,02 kW	Závěrný bod dopravní výšky	95,82 m
Min. povolený průtok	190,31 m ³ /h	Konstrukční typ	Jednotlivé čerpadlo 1 x 100 %
		Hydraulická zkouška	ne
		Přejímací norma	Žádné; tolerance podle ISO 9906, třída 2, příloha A

Konstrukční typ

Norma čerpadla	EN 733	Druh cirkulace	A jednoduchá mechanická ucpávka (A-víko, kuželové)
Konstrukční typ	Pro montáž na základové desce	Předpokládá se médium neobsahující pevné látky!	
Orientace	Horizontální	Prostor pro instalaci	Kónický ucpávkový prostor (víko A)
Jmenovitý průměr sacího hrdla	DN 250	Vypočteno pro sací tlak	0,00 bar.g
Jmenovitý tlak sacího hrdla	PN 10	Ochrana proti dotyku	s
Poloha sacího hrdla	axiální	Těsnicí kruh	Těsnicí kruh tělesa
Připojovací norma, sací hrdlo	EN 1092-2	Průměr oběžného kola	505,0 mm
Jmenovitá světlost výtlačného hrdla	DN 200	Směr otáčení ze strany pohonu	Vpravo ve směru hodinových ručiček
Jmenovitý tlak výtlačného hrdla	PN 10	Provedení ložiskového kozlíku	Standard (normální)
Poloha výtlačného hrdla	nahoru (0°/360°)	Velikost ložiskového kozlíku	WE65
Norma příruby výtlačného hrdla	EN 1092-2	Těsnění ložiska	Hladká spára
Typ těsnění hřídele	Jednoduchá mechanická ucpávka	Provedení ložiska	Valivé ložisko
Výrobce	KSB	Způsob mazání	Tuk
Typ	4EB	Barva	Modř ultramarínová (RAL 5002) KSB modrá
Materiálové provedení	Q1BEGG		

Příloha 2. Charakteristiky čerpadla Etanorm RG 200 - 500

Křivka otáček



Pozice zákazníka č.:

Datum objednávky:

Objednávací číslo:

Množství: 1

Číslo:

Číslo položky: 100

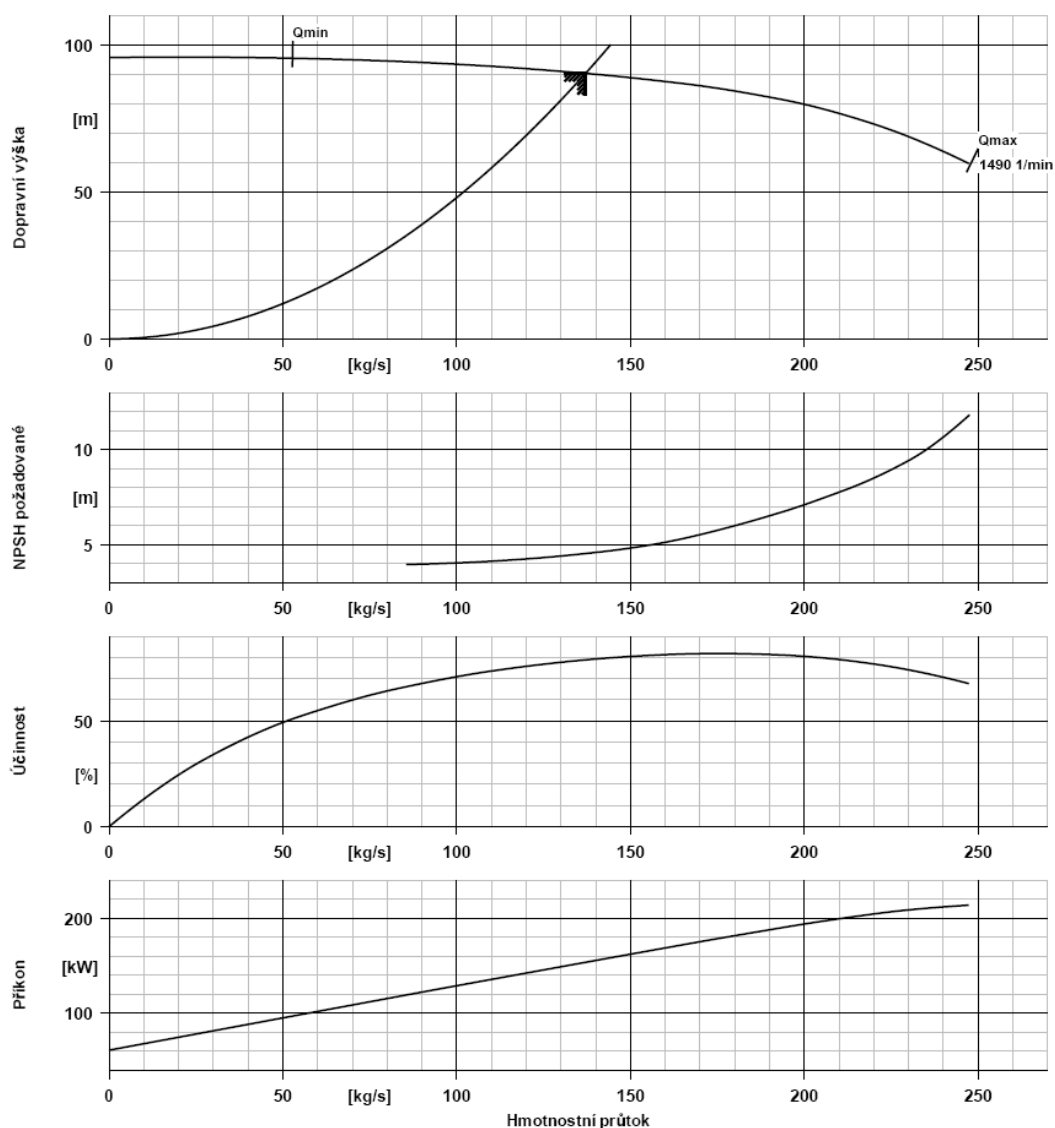
Datum:

Strana: 1 / 1

Etanorm RG 200-500

Verze č.: 0

Spirální čerpadlo procesní konstrukce

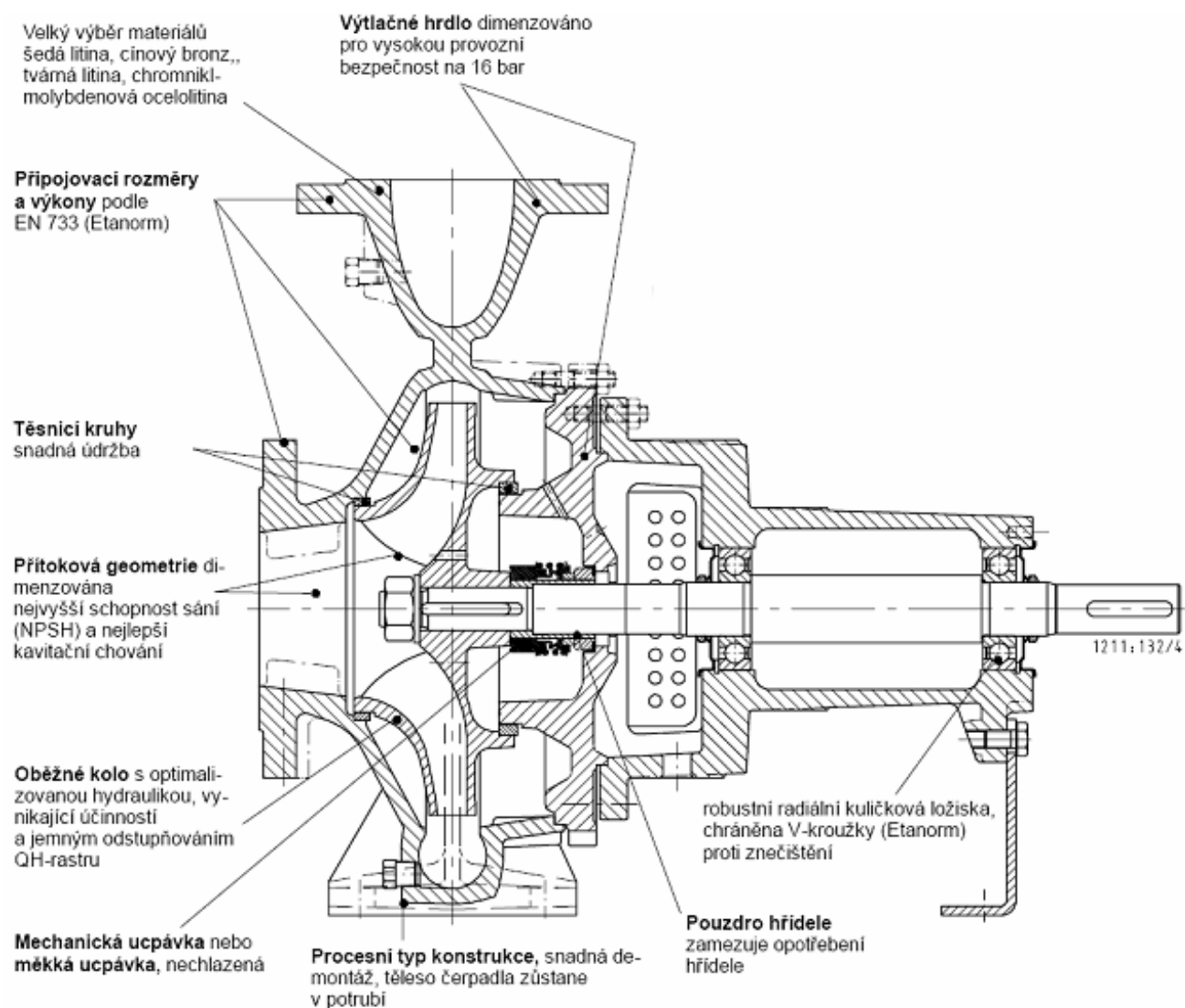


Údaje křivky

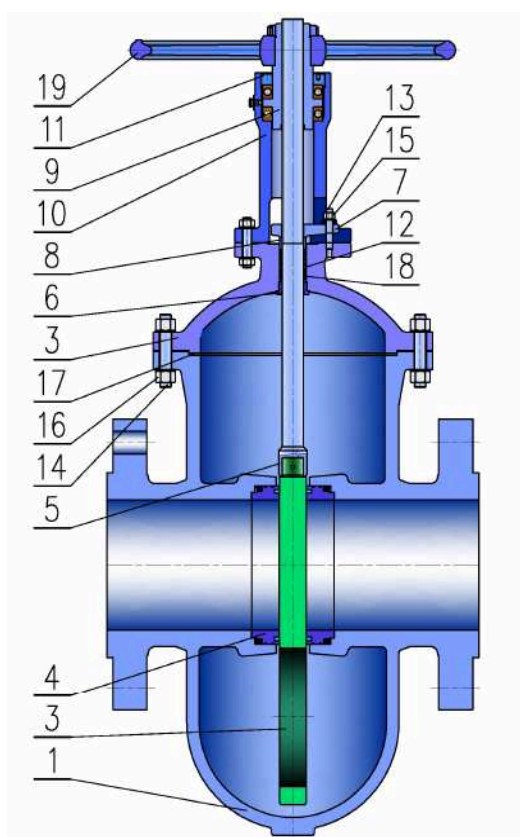
Hustota dopravovaného média 998 kg/m³
Viskozita 1,00 mm²/s
Požadovaný hmotnostní průtok 137,00 kg/s

Dopravní výška 90,43 m
Požadovaná dopravní výška 90,36 m
Efektivní průměr oběžného kola 505,0 mm

Příloha 3. Řez čerpadlem Etanorm RG 200 – 500

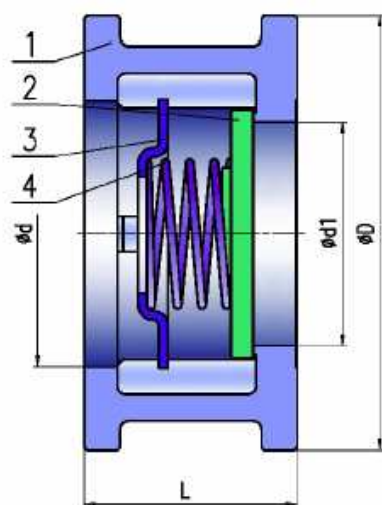


Příloha 4. Řez šoupákem S 38/S



1	Těleso
2	Víko
3	Sedlo
4	Deska
5	Vřeteno
6	Zpětný uzávěr
7	Ucpávkové víko
8	Přítlačný kroužek
9	Vřetenová matice
10	Třmen
11	Závitový kroužek
12	Zahlcovací kroužek
13	Šroub ucpávky
14	Svorník
15	Matice
16	Matice
17	Ploché těsnění
18	Ucpávkové těsnění
19	Ruční kolo

Příloha 5. Řez jednosměrným mezipřírubovým ventilem WA - 001



1	Těleso
2	Talíř
3	Víko
4	Pružina

Příloha 6. Tabulka podílů vodní páry v plynu při rosném bodě

Rosný bod (°C)	Podíl páry (g/m ³)	Rosný bod (°C)	Podíl páry (g/m ³)	Rosný bod (°C)	Podíl páry (g/m ³)	Rosný bod (°C)	Podíl páry (g/m ³)
100	588,208	58	118,199	16	13,531	-26	0,51
99	569,071	57	113,13	15	12,739	-27	0,46
98	550,375	56	108,2	14	11,987	-28	0,41
97	532,125	55	103,453	13	11,276	-29	0,37
96	514,401	54	98,883	12	10,6	-30	0,33
95	497,209	53	94,483	11	9,961	-31	0,301
94	480,394	52	90,247	10	9,356	-32	0,271
93	464,119	51	86,173	9	8,784	-33	0,244
92	448,308	50	82,257	8	8,243	-34	0,22
91	432,885	49	78,491	7	7,732	-35	0,198
90	417,935	48	74,871	6	7,246	-36	0,178
89	403,38	47	71,395	5	6,79	-37	0,16
88	389,225	46	68,056	4	6,359	-38	0,144
87	375,471	45	64,848	3	5,953	-39	0,13
86	362,124	44	61,772	2	5,57	-40	0,117
85	340,186	43	58,82	1	5,209	-41	0,104
84	336,66	42	55,989	0	4,868	-42	0,093
83	324,469	41	53,274	-1	4,487	-43	0,083
82	311,616	40	50,672	-2	4,135	-44	0,075
81	301,186	39	48,181	-3	3,889	-45	0,067
80	290,017	38	45,593	-4	3,513	-46	0,06
79	279,278	37	43,508	-5	3,238	-47	0,054
78	268,806	36	41,322	-6	2,984	-48	0,048
77	258,827	35	39,286	-7	2,751	-49	0,043
76	248,84	34	37,229	-8	2,537	-50	0,038
75	239,351	33	35,317	-9	2,339	-51	0,034
74	230,142	32	33,49	-10	2,156	-52	0,03
73	221,212	31	31,744	-11	1,96	-53	0,027
72	212,648	30	30,078	-12	1,8	-54	0,024
71	204,286	29	28,488	-13	1,65	-55	0,021
70	196,213	28	26,97	-14	1,51	-56	0,019
69	188,429	27	25,524	-15	1,38	-57	0,017
68	180,855	26	24,143	-16	1,27	-58	0,015
67	173,575	25	22,83	-17	1,15	-59	0,013
66	166,507	24	21,578	-18	1,05	-60	0,011
65	159,654	23	20,386	-19	0,96	-65	0,0064
64	153,103	22	19,252	-20	0,88	-70	0,0033
63	146,771	21	18,191	-21	0,8	-75	0,0013
62	140,659	20	17,148	-22	0,73	-80	0,0006
61	134,684	19	16,172	-23	0,66	-85	0,00025
60	129,02	18	15,246	-24	0,6	-90	0,0001
59	123,495	17	14,367	-25	0,55	---	---